



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA
BARCELONATECH
Escola d'Enginyeria de Barcelona Est

TREBALL FI DE GRAU

Grau en Enginyeria Mecànica

**DISSENY I ESTUDI DE VIABILITAT ECONÒMICA D'UNA
MÀQUINA DESTINADA A ALIMENTAR BESTIAR BOVÍ
D'UNA GRANJA**



Volum I

Memòria – Pressupost

Autor:	Eudald Nogareda Xarles
Director:	Arnau Velasco Ayguasanosa
Departament	EM
Convocatòria:	2 de Juny de 2019

RESUM

Aquest projecte consisteix en l'estudi del sistema d'alimentació de bestiar boví i en el disseny d'una de les màquines que ho duen a terme. L'objectiu principal és l'automatització de la barreja, la distribució i l'apropament del menjar a les menjadores de les vaques.

Abans de posar-nos en el disseny vam fer una pluja d'idees, en la qual vam tenir en compte les limitacions per part del client i la infraestructura de l'empresa. El disseny final és una màquina intel·ligent i automàtica que no requereix d'un operari perquè aquesta funcioni. Les dues limitacions principals són l'espai i el terreny: s'han reduït les dimensions del vehicle respecte la màquina actual i per tant el càlcul dels motors, l'estructura, els eixos i tota la maquinària interna ha estat complex per poder-ho encabir tot en un espai limitat i obtenir un vehicle molt més maniobrable i funcional. D'altra banda, a causa del terreny s'ha decidit que el vehicle tingui quatre rodes i una suspensió independent a cada una.

Finalment, en l'estudi de viabilitat econòmica s'observa que la inversió surt rentable a un termini de 5-6 anys i a més a més, les hores que es redueixen de l'operari poden ser invertides en altres tasques de la granja.

RESUMEN

Este proyecto consiste en el estudio de un sistema de alimentación de ganado bovino y en el diseño de una de las maquinas que lo llevaran a cabo. El objetivo principal es la automatización de la mezcla, la distribución i el acercamiento de la comida a las comedoras de las vacas.

Antes de poner-nos en el diseño hicimos una lluvia de ideas, en la que tuvimos en cuenta las limitaciones por parte del cliente y la infraestructura de la empresa. El diseño final es una maquina inteligente i automática que no requiere de un operario para que esta funcione. Las dos limitaciones principales son el espacio i el terreno: se han reducido dimensiones del vehículo respecto la maquina actual i por lo tanto el cálculo de motores, la estructura, los ejes i toda la maquinara interna ha sido complejo poderlo meter todo en un espacio limitado y poder obtener un vehículo mucho más maniobrable y funcional. Por otra banda, a causa del terreno se ha decidido que el vehículo tenga cuatro ruedas i una suspensión independiente por cada una.

Finalmente, en el estudio de viabilidad económica se observa que la inversión sale rentable en un término de 5-6 años i además, las horas que se reducen del operario pueden ser invertidas en otras tareas de la granja.

ABSTRACT

This project consists in the study of a feeding system for cattles and cows as well as the design of one of the machines that carry it out. The main objective is the automation of the mixture, distribution and approach of the food to the cow feeding platforms.

Before getting into the design, we did a brainstorm, in which we had into account both client and placement limitations. The final design is an automatic and smart machine which doesn't require an employee for its functionality.

The main limitations are the space and the land: the measurements of the vehicle in comparison with the actual machine have been reduced, therefore, the calculation of the engine, structure, axis and the whole intern machinery, have been complex in order to set everything into a limited space to obtain a more functional vehicle.

Furthermore, due to the land difficulties, it has been decided that the vehicle has four wheels and an independent suspension in each one.

Finally, in the economic study it can be observed that the initial investment is worth in a 5-6 year term, additionally, the hours spent by the worker in this task can be invested in other type of works.

AGRAÏMENTS

A l'Arnau Velasco li agraïxo particularment l'ajut que m'ha mostrat, l'atenció, la dedicació per resoldre tots els dubtes i pels coneixements que m'ha transmès. A més agraïxo la voluntat per fer-se càrrec d'aquest projecte i haver-me guiat i motivat fins al final.

A la Canova d'en Ribes S.L per confiar amb mi en la realització d'aquest projecte i pels consells donats per fer la màquina el més funcional possible.

Finalment donar les gràcies als meus amics i familiars per l'ajut en els moments que més ho necessitava.

ÍNDIX

RESUM.....	i
RESUMEN.....	ii
ABSTRACT	iii
AGRAÏMENTS	iv
1. DEFINICIÓ DEL PROBLEMA	5
2. OBJECTIUS.....	7
3. ABAST I LIMITACIONS	8
4. PROCEDIMENT	9
5. ESTUDI DE MERCAT	10
5.1 TRIOLIET	10
5.2 LELY	13
5.3 GEA.....	13
6. REQUERIMENTS I ESPECIFICACIONS DE LA MÀQUINA	15
6.1 REQUERIMENTS DEL CLIENT	15
6.2 REQUERIMENTS SEGONS NORMATIVA	15
6.2.1 NORMATIVA ALIMENTARIA	15
6.2.2 NORMATIVA MÀQUINES REAL DECRETO 1215/1997.....	15
6.3 ESPECIFICACIONS DE LA MÀQUINA A DISSENYAR.....	18
7. ANÀLLISI DE LA SOLUCIÓ	19
7.1 ANÀLISI DELS SISTEMES MECÀNICS.....	19
7.1.1 DIFERENTS SISTEMES DE GUIAT O AUTOMATITZAT	19
7.1.2 SISTEMES DE BARREJAR	20
7.1.3 SISTEMES DE BUIDATGE.....	20
7.1.4 TIPUS DE BOLS.....	20
7.1.5 FORMES DEL XASSÍS.....	21
7.1.6 MOTORS.....	22
7.1.7 DISSENY FINAL	23
7.2 DIMENSIONAT I CÀLCUL DE COMPONENTS DINÀMICS	24
7.2.1 CÀLCUL DE MOTORS	24
7.2.1.1 MOTOR RODES	24
7.2.1.2 MOTOR HÈLICE	25
7.2.1.3 MOTOR DIRECCIÓ.....	26
7.2.2 CÀLCUL D'EIXOS	28

7.2.2.1 EIX HÈLICE.....	28
7.2.2.2EIX MOTOR	33
7.2.3 CÀLCUL SUSPENSÍO	35
7.2.4 CÀLCUL DE LA CAPACITAT DE LA BATERIA	36
7.3 ANÀLISIS I DIMENSIONAT DE COMPONENTS ESTRUCTURALS	37
7.3.1 DIMENSIONAMENT PECES CRÍTQUES	37
7.3.1.1 ESFORÇOS EN EL XASSÍS	37
7.3.1.2 ESFORÇOS EN L'EIX (XASSÍS-SUSPENSÍO)	39
7.3.2 ANÀLISIS DE L'ESTRUCTURA.....	41
7.3.2.1 ANÀLISIS DEL XASSÍS	41
7.3.2.1.1 CONDICIONS DE CONTORN	42
7.3.2.1.2 MALLAT.....	43
7.3.2.1.3 ESTUDI DE DEFORMACIONS I TENSIONS	43
7.3.2.2 PEÇA UNIÓ XASSÍS AMB SUSPENSÍO.....	46
7.3.2.2.1 CONDICIONS DE CONTORN	47
7.3.2.2.2 MALLAT.....	48
7.3.2.2.3 ESTUDI DE DEFORMACIONS I TENSIONS	48
8. DISSENY PER A LA FABRICACIÓ	50
8.1 ELEMENTS COMERCIALS.....	50
8.1.1 MOTORS.....	50
8.1.1.1 MOTOR RODES	50
8.1.1.2 MOTOR HÈLICE	51
8.1.1.3 MOTOR DIRECCIÓ.....	52
8.1.1.4 ACTUADOR LINEAL	53
8.1.2 SUSPENSÍO	54
8.1.3 RODAMENTS.....	54
8.1.3.1 SKF 51214	54
8.1.3.2 SKF UCF 213.....	55
8.1.3.3 UCP212.....	55
8.1.3.4 UCP 308.....	56
8.1.4 VALONA DE BRONZE.....	56
8.1.5 JUNTES CARDAN	56
8.1.5.1 CARDAN EXTENSIBLES	56
8.1.5.2 CARDAN SIMPLES.....	57
8.1.6 FUELLE PALLIER.....	57
8.1.7 RÒTULA	57

8.2 ELEMENTS MECANITZATS	58
8.2.1 GUIES	58
8.2.2 TALLANTS.....	58
8.2.3 EIX HÈLICE	58
8.2.4 UNIÓ RODAMENTS AMB L'HÈLICE	59
8.2.5 EIX (XASSÍS-SUSPENSIO).....	59
8.2.6 EIX (XASSÍS-PALA)	59
8.2.7 EXTRA PALA.....	60
8.2.8 TAPA EIX.....	60
8.2.9 EIX MOTOR.....	60
8.2.10 EIX DIRECCIÓ.....	61
8.2.11 EIX DIRECCIÓ PART RODA	61
8.3 ELEMENTS XAPA I SOLDADURA.....	62
8.3.1 BOL	62
8.3.2 ABOCADOR	62
8.3.3 COMPORTA	63
8.3.4 HÈLICE.....	63
8.3.5 TAPA HÈLICE	63
8.3.6 XASSÍS.....	64
8.3.7 PEÇA UNIÓ XASSÍS AMB SUSPENSIO (DRETA I ESQUERRA)	64
8.3.8 PALA	65
8.3.9 COBERTA EIX DIRECCIÓ	65
8.3.10 TAPA MOTOR DIRECCIÓ.....	66
8.4 MUNTATGE I FUNCIONAMENT DELS MECANISMES	67
8.4.1 TRANSMISSIÓ DE LA POTÈNCIA DEL MOTOR A L'HÈLICE	67
UNIÓ TALLANTS.....	67
8.4.2 UNIÓ DELS RODAMENTS AMB L'HÈLICE.....	68
8.4.3 UNIÓ BOL AMB EL XASSÍS.....	69
8.4.4 UNIÓ BOL AMB ABOCADOR.....	69
8.4.5 MECANISME DE LA COMPORTA.....	70
8.4.6 UNIÓ RODAMENTS AMB EL XASSÍS	71
8.4.7 UNIÓ EIX AMB PEÇA D'UNIÓ XASSÍS AMB SUSPENSIO.....	72
8.4.8 MECANISME PALA	72
8.4.9 MECANISME SUSPENSIO	74
8.4.10 UNIÓ MOTORS	76
8.4.11 MECANISME RODES MOTRIUS	77

8.4.12 MECANISME DIRECCIÓ	78
8.5 SOLUCIÓ FINAL	81
9. PRESSUPOST	83
10. ANALISI DE LA INVERSIÓ PER AL CLIENT	88
11. CONCLUSIONS.....	91
12. BIBLIOGRAFIA.....	92

1. DEFINICIÓ DEL PROBLEMA

La granja en estudi, és una empresa familiar, dedicada a la producció de llet. Està situada a La Vall de Bianya, municipi de La Garrotxa, aquesta granja s'ha anat construint en diferents etapes. Actualment a l'explotació hi ha unes 550 vaques, de les quals 400 estan estabulades (criar i mantenir el bestiar en estables). Com es pot veure a la figura 1.2 (imatge ampliada a l'Annex 1), la granja està distribuïda en diferents sectors: consta d'una nau principal situada en un lateral, on s'hi ubica un despatx, la sala de munyir, la sala dels tancs, i una sala gran on hi ha 200 vaques, una segona nau que hi ha 100 vaques, i un tercer sector que hi ha 100 vaques seques (aquestes no es munyen). A més a més, hi ha unes 150 vaques de carn que pasturen.



Figura 1.1: Vista en planta de la granja

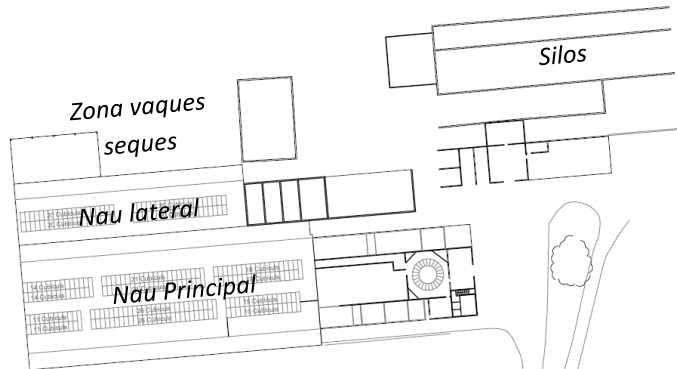


Figura 1.2: Plànol de la granja



Figura 1.3: Compar barrejadora



Figura 1.4: Telescòpica

Actualment a les vaques estabulades se'ls dona el menjar amb una màquina de la marca Compar que és una barrejadora vertical semiautomàtica de 14 metres cúbics amb dos sens fi, es necessita un tractor enganxat al bol barrejador de la màquina i una telescòpica per abocar el menjar a dins al bol.

Un dels problemes és que es destinen dues hores i mitja diàries en fer aquesta tasca, això es degut que s'ha de repartir el menjar en quatre passadissos i que s'accedeix als aliments per fer les barreges des de diferents punts; el que s'aconsegueix en aquest projecte és reduir una part d'aquest temps.

D'alta banda, un segon problema és que el terreny per on ha de circular la màquina alterna zones asfaltades amb zones sense asfaltar. Si és cert que es podria asfaltar tot el terreny però això comportaria una gran inversió i a més a més, no és una bona solució a llarg termini perquè circulen vehicles molt pesants i malmetrien el terreny en poc temps. El propòsit d'aquest treball és resoldre el tema de la barreja i distribució del menjar, realitzar una automatització del procés i aconseguir un estalvi del temps.

2. OBJECTIUS

El projecte complet de l'automatització d'alimentar bestiar boví per aquesta granja és molt complex, és per això que aquest projecte es centra en el disseny d'una part del sistema d'automatització d'alimentació de vaques. En aquest cas es considera que una segona màquina aboca el menjar a dins la màquina dissenyada que el barreja, el distribueix i l'apropa a les menjadores.

Així doncs, el nostre objectiu és dissenyar una màquina que ens aconsegueixi automatitzar tot aquest segon procés. A part, ha d'incorporar un sistema de suspensió per tal de poder circular per tot tipus de terreny i que requereixi de tots els elements de seguretat necessaris.

Es busca realitzar un projecte que no suposi canvis en la infraestructura actual de la granja, és a dir, no es dissenyarà un element intrusiu, sinó tot el contrari, s'adaptaran totes les tecnologies i sistemes d'automatització, per tal de fer una màquina funcional i segura.

Ja per últim, un futur objectiu personal és aconseguir l'automatització completa de tot el procés, per tant, realitzar el disseny i la motorització de la segona màquina esmentada que aboca el menjar.

3. ABAST I LIMITACIONS

En aquest projecte s'inclou el disseny, el càlcul i el desenvolupament de la màquina de barrejar i repartir el menjar. També s'ha fet un estudi de resistència de les peces crítiques i una explicació de cada component i mecanisme. Finalment, s'ha fet un pressupost i un estudi de viabilitat econòmica per confirmar que el projecte és viable. Pel que fa la part d'electrònica: sensors i programadors, queda subcontractada a una empresa, perquè la meua vocació és mecànica i no electrònica.

Tal com s'ha comentat, el projecte s'ha centrat en la segona fase d'alimentació del bestiar, tot i que es pot ampliar fins a automatitzar el procés per complert: d'aquesta manera es podria invertir tot aquest temps en altres tasques de la granja, no tant mecàniques, que requereixen d'una supervisió.

No s'ha pogut realitzar l'automatització de la primera fase on l'operari, amb l'ajuda d'una telescòpica, agafa diferents tipus de menjar: blat de moro, userda, civada, Reygrass i pinso, i els diposita a dins del bol, a causa de la limitació temporal que suposa aquest projecte de final de grau.

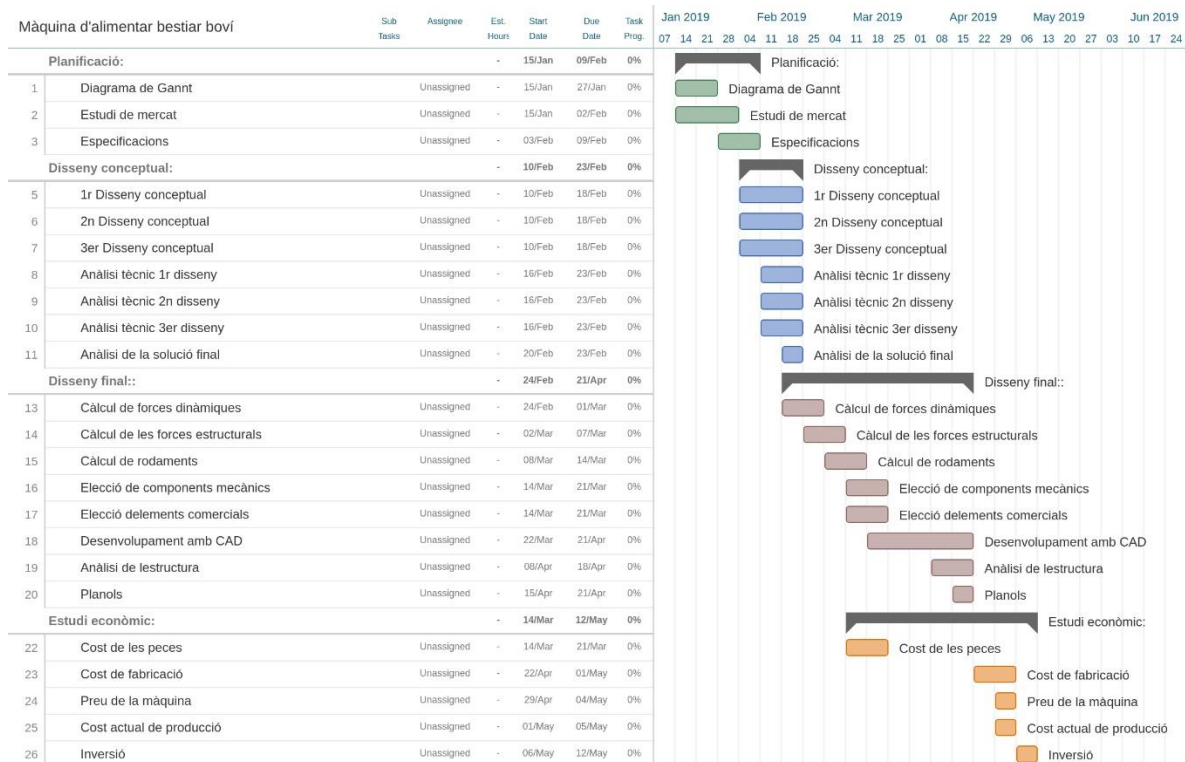
Per acabar, s'han tingut en compte totes les limitacions que el client exigeix: fàcil manteniment, ergonomia, seguretat, funcionalitat i la simplicitat dels mecanismes. És per això que s'ha intentat utilitzar el màxim nombre possible d'elements estandarditzats amb la utilitat principal de facilitar el manteniment de la màquina.

4. PROCEDIMENT

Per tal d'aconseguir tots els reptes i objectius plantejats anteriorment, cal adoptar una bona metodologia de treball. En concret per realitzar el projecte s'ha dividit en quatre fases: Planificació, Disseny conceptual, Disseny final i Estudi econòmic.

Durant el transcurs del projecte s'han realitzat visites a la granja per tal de entendre totes les necessitats actuals i donar una solució viable. A més, en tot moment el projecte ha estat assessorat per professionals del sector, així com pel tutor.

Per una correcta planificació de totes les tasques, s'ha utilitzat el diagrama de Gannt.



5. ESTUDI DE MERCAT

S'ha realitzat un estudi de mercat per tal de diferenciar-nos amb la competència, comparar els productes ja existents per tal de innovar. Aquest anàlisi permetrà dibuixar un conjunt d'especificacions del disseny de màquina. La majoria fabriquen màquines semi automàtiques, aquests últims anys algunes empreses han començat a comercialitzar un sistema totalment automatitzat. En el nostre estudi ens centrarem en les màquines automatitzades.

S'ha fet un petit estudi de mercat sobre les principals empreses que actualment venen maquinària per fer una alimentació automatitzada. Els principals competidors serien Triolet, Lely Vector i GEA. S'han investigat les seves màquines i se n'ha observat el seu funcionament. A continuació deixem una breu descripció de les màquines de les diferents empreses.

5.1 TRIOLIET

Preu aproximat de la instal·lació de la màquina d'alimentació automatitzada: de 190.000 a 240.000 €.

Robot d'alimentació Triomatic HP 2300 amb carril suspès

És un robot d'alimentació automatitzat. Té un sistema de suspensió que és molt útil quan ha de treballar al mateix lloc a diferents nivells. Es pot elevar i passa per sobre d'algunes menjadores.

- Capacitat de 3 m3
- 2 eixos verticals
- Banda transportadora per descarregar als dos costats
- Sistema de Toma de força
- Accionament elèctric
- Defensa de seguretat
- Sistema de doble posició
- Control de velocitat de la banda transportadora de descàrrega i dels eixos verticals





*Figures 5.1: Triomatic HP
2300 amb carril suspès*

Triomatic WB 2250 Robot de alimentació - Bateries

És un robot d'alimentació automatitzat. Es desplaça sobre rodes. Té una bateria per accionar el desplaçament, la descàrrega i fer girar els eixos. Alhora de fer la barreja dels aliments s'adapta a una línia d'alta tensió per allargar la vida útil de les bateries. Per desplaçar-se, el robot utilitza una antena que segueix un cable d'inducció, això fa que funcioni sense la necessitat d'un carril.

- 2 eixos verticals (d'acer inoxidable)
- Capacitat de 2,5m³
- Perfecta qualitat de barreja
- Per estables baixos
- Bateria duradera
- Barreja i es mou en la cuina a tensió de xarxa
- Gran capacitat, fins a 300 caps d'animal



Figures 5.2: Triomatic WB 2250 Robot d'alimentació, Bateries

Robot de alimentació Triomatic WP 2 300 amb llantes

És un robot d'alimentació automatitzat. Es mou sobre quatre llantes. Dos eixos independents permeten que el robot maniobri fàcilment. Un carril de corrent alimenta amb electricitat el robot, això proporciona una seguretat operacional elevada i mai es quedarà sense corrent.

- Capacitat de 3m3
- Dos eixos verticals
- Banda transportadora per descarregar als dos costats
- Accionament elèctric ajustable per totes les funcions
- Defensa frontal i de darrera amb switch de seguretat
- Llantes



Figures 5.3: Triomatic WP 2300 amb llantes

5.2 LELY

Lely Vector

PREU APROXIMAT: 225.000€ (una pinça i un bol barrejador valen 150.000€, per tant el preu aproximat d'una pinça i dos bols barrejadors seria aquest).

És un robot d'alimentació automatitzat. Té un funcionament totalment elèctric. És un robot intel·ligent. Té una comporta que buida només per un costat. Aconsegueix acostar el menjar si és necessari. Consta d'un sol eix vertical.



Figures 5.4: Lely Vector

5.3 GEA

GEA MixFeeder con WIC

PREU APROXIMAT: no s'ha trobat

És un robot d'alimentació automatitzat. Els eixos que barregen i trituren el menjar en aquest cas són horitzontals. Té una gran capacitat. Es mou a partir d'unes guies situades a la part superior. No acosta el menjar.



Figures 5.5: GEA Mix Feeder con WIC

6. REQUERIMENTS I ESPECIFICACIONS DE LA MÀQUINA

Després de fer l'estudi de mercat s'han buscat les especificacions que haurà de tenir la nostre màquina per tal de satisfer totes les necessitats del client i les normatives.

6.1 REQUERIMENTS DEL CLIENT

- Alimentació automatitzada
- Major capacitat que la competència, uns 5 m3 (un simple vol barrejador)
- Apte per terrenys abruptes
- Robot intel·ligent (apte per tot tipus de granja)
- Consum 100% elèctric
- Sistema per acostar el menjar
- Fàcil manteniment
- Ergonomia
- Seguretat
- Funcionalitat
- Simplicitat dels mecanismes

6.2 REQUERIMENTS SEGONS NORMATIVA

6.2.1 NORMATIVA ALIMENTARIA

- Acer inoxidable 304

6.2.2 NORMATIVA MÀQUINES REAL DECRETO 1215/1997

Disposicions mínimes generals aplicables als equips de treball

- Ha de tenir un botó de parada d'emergència
- Quan els elements mòbils d'un equip de treball puguin tenir risc d'accident per contacte mecànic hauran de anar equipats amb dispositius que impedeixen l'accés a zones perilloses.

Resguard i dispositius de protecció:

1. Seran de fabricació sòlida

2. No ocasionaran riscos suplementaris
 3. No haurà de ser fàcil anul·lar-los o posar-los fora de servei
 4. Hauran d'estar situats a suficient distància de la zona perillosa
 5. No han de limitar més de lo prescindible o necessari l'observació del cicle de treball.
- Tot equip de treball haurà d'estar adequat per protegir els treballadors contra el risc de contacte directe o indirecte amb l'electricitat.
 - Tot equip de treball que comporti riscos per soroll, vibracions o radiacions haurà de disposar de les proteccions o dispositius adequats per limitar, en mida de lo possible, la generació i la propagació de aquests agents físics.

Disposicions mínimes addicionals aplicables a determinats equips de treball

- Quan hi hagi un bloqueig imprevist dels elements de transmissió d'energia entre un equip de treball mòbil i els seus accessoris o remolcs pugui ocasionar riscos específics, aquest equip haurà de ser equipat o adoptat de manera que s'impedeixi el bloqueig.
- S'ha de preveure mitjans de fixació d'elements de transmissió d'energia entre equips de treball mòbils quan existeixi un risc dels elements que es puguin encallar o deteriorar al lliscament del terra.
- Els equips de treball mòbils automotors que el seu desplaçament pugui ocasionar riscos per treballadors haurà de reunir les següents condicions:
 1. Haurà de contar amb mitjans que permetin evitar una posada en marxa no autoritzada
 2. Haurà de contar dels mitjans adequats que redueixin les conseqüències d'una possible col·lisió en cas del moviment simultani de varis equips de treball que rodin sobre rails.
 3. Haurà de constar un dispositiu de frenada i parada, en mesura del que exigeixi la seguretat, a partir d'un sistema manual o automàtic.
 4. Si està previst per un ús nocturn o llocs foscos, se li haurà d'incorporar un dispositiu d'il·luminació adaptat al treball que haurà d'efectuar.
 5. Si es controlen a distància, haurà de parar-se automàticament al sortir del camp de control.

6. Si es controlen a distància i si, en condicions normals d'utilització, poden xocar amb els treballadors, haurà d'estar equipat amb dispositius de protecció contra aquests riscos, o que existeixin altres dispositius adequats per controlar el risc de xoc.
- Els equips de treball que per la seva mobilitat o per la de les càrregues que desplacin puguin suposar un risc, en les condicions previstes d'ús, per la seguretat dels treballadors situats en les proximitats, haurà de tenir una senyalització acústica d'advertència.

6.3 ESPECIFICACIONS DE LA MÀQUINA A DISSENYAR

- Sistema per servomotors i sensors
- Capacitat d'uns 5 m³ (uns 1500kg)
- Pes màxim del total màquina 4000 kg (2500 kg màquina + 1500 kg menjar)
- Consum màxim de 50 kW
- Un sol barrejador vertical
- Acer inoxidable 304 les peces que estiguin en contacte amb l'aliment
- Altura màxima 3 m
- Amplada màxima de 2,5 m per tal de poder passar per dins el passadís
- Allargada màxima de 3,5 m
- Sistema per aturada d'emergència
- Velocitat màxima de 5 km/h
- Velocitat angular màxima angular de l'eix barrejador de 60 rpm
- Instrument de mediació amb un marge d'error del 5%
- 4 motors (1 per cada dos rodes, un per aconseguir girar eix del barrejador i l'últim per la direcció)
- Sistema de palanca per acostar el menjar amb un actuador lineal
- Part inferior de la pala de fàcil recanvi
- Totalment automatitzat amb tots els sensors corresponents per deixar el menjar sense cap ajuda humana
- Ha de ser apte per tot tipus de terrenys, per tant portarà suspensions en les rodes
- Tindrà una bateria la qual aconseguirà accionar tots els motors alhora
- Tindrà un sistema de buidatge pel costat, el qual obrirà una comporta, per la que sortirà el menjar, a partir d'un actuador lineal.
- Capaç de detectar quan no tingui menjar i tornar el punt de càrrega per continuar buidant
- Protecció en els element que tinguin un contacte mecànic
- Protecció on hi pugui haver un contacte directe o indirecte en la electricitat.
- S'atura en el cas que surti del seu camp de control

7. ANÀLLISI DE LA SOLUCIÓ

7.1 ANÀLLISI DELS SISTEMES MECÀNICS

Un cop fet l'estudi de mercat i havent estudiat les diferents màquines s'analitzen els diferents tipus de components mecànics.

7.1.1 DIFERENTS SISTEMES DE GUIAT O AUTOMATITZAT

Guiat superior

- Necessita una instal·lació prèvia, calen barres de llarga longitud de difícil transportar.
- Sistema electrònic senzill
- Necessita unes mides exactes dels passadissos per poder buidar als dos costats o cal muntar un carril d'anada i un de tornada en un sol passadís
- La màquina tindrà menor cost, però el cost de totes les guies també s'haurà de tenir en compte
- És necessari que l'estructura metàl·lica de la granja sigui resistent, per aguantar tot el pes de la màquina

Guiat inferior

- Necessita una instal·lació prèvia, cal fer una regata al terra (la qual dirigiria la roda de davant) o cal fer una línia al terra perquè la màquina la segueixi
- Sistema electrònic senzill
- Requereix de feina prèvia
- Potser seria el sistema més barat però té un major probabilitat de error, poden quedar restes de menjar o brutícia en la regata i en la línia, la màquina podria desviar-se

Automatitzat

- És el sistema més senzill d'instal·lar, només cal entregar la màquina al client i programar-la
- Transport senzill
- Màquina més complexa, per tant de més difícil producció
- Apte per tot tipus de granja i totes mides de passadís, ja que ella sola seria capaç de girar, acostar-se més o menys a les menjadores, segons estigui programat
- Probablement el més car

7.1.2 SISTEMES DE BARREJAR

Alhora de triar si era millor un barrejador vertical o horitzontal, s'ha pogut observar en diferents pàgines web on participen pagesos i en algunes d'empreses importants que venen maquinaria agrícola (semi-automatitzada i automatitzada), i s'ha conclòs que és molt millor la vertical, quasi tots els venedors la venen, la màquina amb l'eix horitzontal és més freqüent que s'encalli, necessita una potència més elevada per girar perquè l'hèlice queda totalment coberta de menjar.

7.1.3 SISTEMES DE BUIDATGE

Cintes

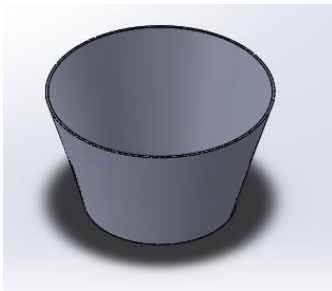
- Es pot veure que moltes empreses utilitzen les cintes per aconseguir que el menjar arribi a la menjadora
- Té un major cost per tots els components que requereix
- Útil per granges estretes en les que no es pot aconseguir girar i necessita buidar a les dos bandes

Directe

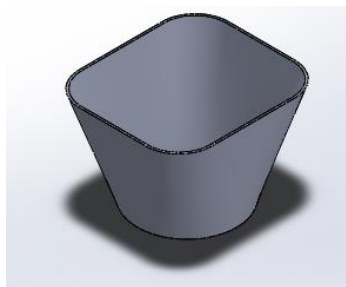
- Poc utilitzat en el mercat
- Més barat que el sistema de cinta perquè requereix de menys components
- Ocupa menys espai

7.1.4 TIPUS DE BOLS

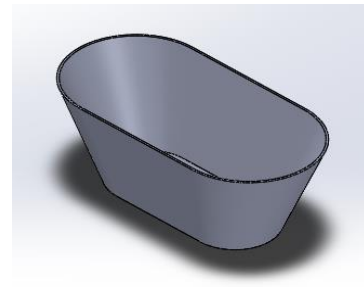
Primer de tot farem uns dissenys conceptuals de com podria ser el nostre bol per tenir la millor eficàcia possible:



Figures 7.1: Bol rodó



Figures 7.2: Bol Quadrat



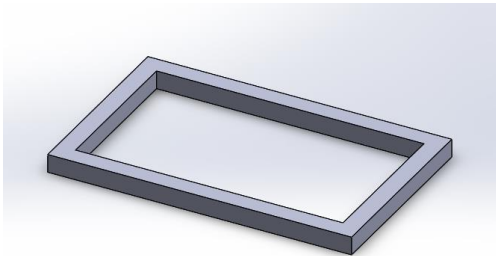
Figures 7.3: Bol Estirat

El bol barrejador ha de tenir una forma circular a la part inferior per tal d'aconseguir que l'hèlice arribi a tots els punts i poder buidar tot el menjar.

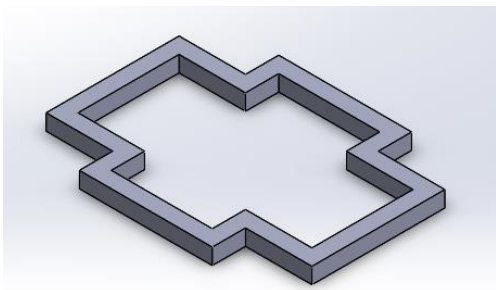
- Amb el bol rodó ho aconseguim amb una sola hèlice vertical, però té l'inconvenient de que sempre has de buidar en la part central de la rodona per tal de no llençar el menjar. És el sistema més barat.
- Amb el bol quadrat també ho aconseguim amb una sola hèlice vertical, al tenir la part superior quadrada es pot buidar el menjar amb més facilitat però té l'inconvenient d'un més alt cost de producció.
- Amb el bol estirat aconseguim buidar tot el menjar amb dues hèlices verticals, té un cost més alt de fabricació i té més components. Però es podria buidar el menjar amb més facilitat i seria més estret.

7.1.5 FORMES DEL XASSÍS

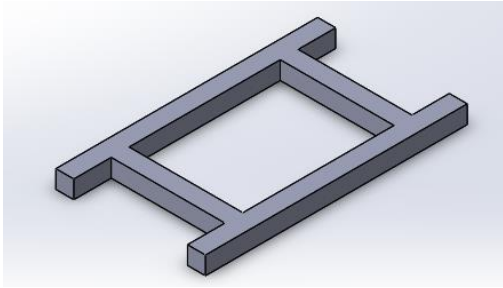
Tot seguit farem uns dissenys conceptuals de com podria ser el xassís, tenint en compte la col·locació i el motor que portarà.



Figures 7.4: Xassís amb forma rectangular



Figures 7.5: Xassís amb forma de creu



Figures 7.6: Xassís amb forma de H

És important decidir bé la forma del xassís perquè ha de suportar tot el pes de la màquina sense patir grans deformacions.

- La rectangular està pensada per portar els motors incorporats a l'interior del xassís i transmetre el parell motor a partir d'elements de transmissió fins les rodes.
- La creu està pensada per portar el motor incorporat en les rodes, per tal d'estalviar els elements de transmissió.
- La de forma d'H està pensada per portar el motor incorporat en les rodes, per tal d'estalviar els elements de transmissió.

7.1.6 MOTORS

Els dos tipus de motors que creiem són viables per la nostra màquina serien un motor convencional per a maquinària i els que es mostren a les següents imatges, que serien un motor per cada roda, que ens poden ser útils per tal de estalviar-nos tot el sistema de transmissió i ocupació de l'espai.



Figures 7.8: Motor incorporat a la roda

7.1.7 DISSENY FINAL

Finalment s'ha optat per un disseny:

- Automatitzat: Per tal de que es pugui adaptar el màxim possible a qualsevol granja, sense reformes prèvies. Per la ràpida entrega i el ràpid funcionament.
- Eix vertical: s'ha optat pels eixos verticals ja que la majoria d'empreses de maquinaria agrícola automatitzada o semi-automatitzada opten per aquesta opció.
- Directe: s'ha optat per un buidatge directe per tal de no encarir més la màquina i aconseguir fer la mateixa funció en un menor cost.
- Motor convencional: S'ha optat per un motor per cada dos rodes per tal de tenir una gamma molt més ampla de selecció de motors en el mercat.
- Bol quadrat: s'ha decidit aquest per tal d'aconseguir un buidatge més accessible i no incorporar dos hèlices.
- Xassís rectangular: S'ha optat per aquest per ser el més senzill i per poder-hi incorporar un motor convencional.

7.2 DIMENSIONAT I CÀLCUL DE COMPONENTS DINÀMICS

En els següents apartats s'han realitzats els càlculs de la manera més real possible per tal de poder escollir els elements comercials necessaris. En tots els càlculs no es consideren les pèrdues dels rodaments, a causa de la velocitat, apart tots els motors estan sobredimensionats.

7.2.1 CÀLCUL DE MOTORS

7.2.1.1 MOTOR RODES

Per calcular la potència del motor de les rodes o sigui aconseguir el moviment de la màquina primer de tot s'ha calculat la resistència de rodament que el terra provoca a les rodes.

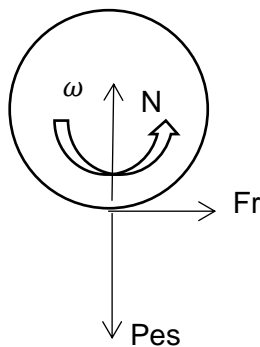


Figura 7.9: esquema de forces que actuen a les rodes

El pes total del conjunt de la màquina és de 2200 kg i una capacitat de 1500 kg de menjar, consegüentment la màquina haurà de suportar un pes total de 3700kg, per tant 925kg cada roda.

El coeficient de resistència d'avanç segons la taula 2.4 del llibre "Ingenieria del Automóvil" és de 0,3. S'ha agafat la resistència de rodament que es similar al coeficient de fregament, però aquest és en cas de que un cos patini sobre un altre, en aquest cas és un cos que gira sobre una superfície.

Introduint aquests valors a la fórmula de la força de rodament obtenim:

$$Fr = N \cdot \mu_e = 925kg \cdot 9.81 \frac{m^2}{s} \cdot 0,3 = 2722 N$$

Tot seguit, es calcula el moment que provoca la força de rodament al centre de la roda de 600 mm de diàmetre.

$$Moment = Fr \cdot r = 2722N \cdot 0.3m = 816,6 Nm$$

Finalment per calcular la potència del motor es necessita saber la velocitat que volem que tingui la màquina. S'ha optat per una velocitat lineal de 5 km/h que serien 44 rpm, s'ha pensat que era una velocitat adequada per la feina que havia de realitzar.

$$Potència = Moment \cdot \omega = 816,6 Nm \cdot 44 rpm \cdot \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ volta}} \cdot \frac{1 \text{ min}}{60 s} = 3,78 kW$$

Un cop decidit que es posaria tracció a davant i a darrera, per tant, un motor cada dos rodes es troba que cada motor haurà de tenir una potencia total de 7,6 kW i haurà de superar un moment de 1633,2 Nm.

7.2.1.2 MOTOR HÈLICE

Per calcular la potència que es necessita per barrejar els diferents aliments que s'aboquen en el bol, primer de tot s'ha calculat el volum de menjar que hi haurà sobre la nostre hèlice, obtenint una aproximació sabent l'àrea de la cara superior de l'hèlice i el pas de l'espiral.

$$Volum = Àrea \cdot altura = 2,8 m^2 \cdot 0,5 m = 1,4 m^3$$

Tot seguit, sabent una aproximació de la densitat de l'aliment i el volum, podem obtenir el pes de tots els aliments sobre l'hèlice.

$$Pes = (1,4 m^3 \cdot 300 kg) \cdot 9,81 \frac{m}{s} = 420 kg$$

A continuació s'ha trobat la força que provoca el menjar sobre la hèlice i s'ha descompost en la força axial i la força torçor. Sabent que l'angle d'inclinació de l'hèlice és de 16,17°.

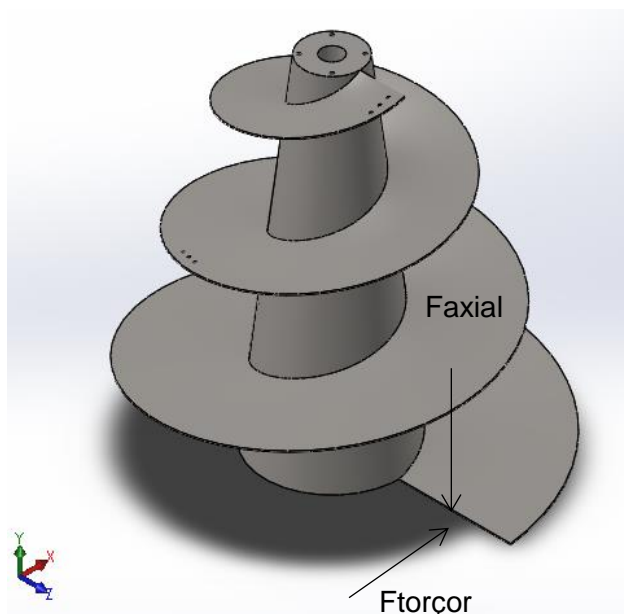


Figura 7.10: Forces que actuen sobre la hèlice

$$F_{torçor} = Pes \cdot g \cdot \sin(\alpha) = 420kg \cdot 9.81 \frac{m^2}{s} \cdot \sin(16.17^\circ) = 1150N$$

$$F_{axial} = 420kg \cdot 9.81 \frac{m^2}{s} \cdot \cos(16.17^\circ) = 3960N$$

Per aconseguir el moviment de l'hèlice el motor haurà de superar el moment que provoca la Força torçor que es la que l'impedeix el moviment. Com que la força està repartida per tota una àrea de diferents distàncies s'ha optat per agafar en la secció més crítica que serà la part inferior de l'hèlice que té major distància. Dintre de la part inferior la força esta repartida en una recta i s'opta per agafar el punt mig per tal de que s'aproximi més al real, com es veu en la figura 7.10.

$$Moment = F_{torçor} \cdot distància = 1150N \cdot 0.525m = 604Nm$$

Per acabar, s'ha calculat la potència del motor que s'ha decidit que el motor havia de tenir una velocitat aproximada d'uns 60 revolucions per minut.

$$Potencia = Moment \cdot \omega = 604Nm \cdot 60rpm \cdot \frac{2\pi rad}{1volta} \cdot \frac{1min}{60s} = 3.8kW$$

7.2.1.3 MOTOR DIRECCIÓ

Per calcular la potència que necessita el motor per aconseguir girar i moure l'eix de la direcció amb una relació de pinyó cremallera, primer de tot s'ha suposat una superfície de contacte del pneumàtic amb la roda, perquè si fos un sol punt amb la més mínima força seria suficient. S'ha suposat i simplificat una superfície de contacte en una forma rectangular de 0.23x0.25 m. Primer de tot s'ha de calcular la força de fregament estàtic de la roda, perquè en aquest cas si que la roda patina sobre el terra.. El coeficient de fregament estàtic segons la taula 7.4 del llibre "Maquinas Prontuario-Larburu" és de 0,75. Introduint aquests valors a la fórmula de la força de fregament obtenim:

$$F_f = N \cdot \mu_e = 925kg \cdot 9.81 \frac{m^2}{s} \cdot 0.75 = 6805N$$

En la figura 7.11 que es mostra a la dreta s'hi representa l'àrea de contacte, s'ha dividint en dues superfícies iguals. Es buscarà el moment provocat per la força de fregament des de aquests dos centres de les dues superfícies.

$$Moment = \frac{F_f}{2} \cdot distancia = \frac{6805N}{2} \cdot 0.0475m = 195,64Nm$$

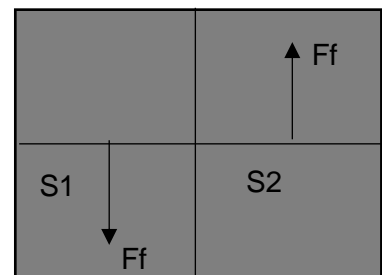


Figura 7.11: Forces que actuen en la superfície de contacte

Per tant el moment d'una de les força de fregament serà 195,65 Nm, per tant el moment total serà el doble, aleshores provocarà un moment total de 391,29 Nm.

Un cop obtingut el moment necessari per moure la roda i sabent el radi d'aplicació de la força de l'eix de la direcció podem trobar la força necessària.

$$Força = Moment \cdot distancia = \frac{391,26Nm}{0.178m} = 2198,25N$$

Un cop obtinguda la força necessària i sabent les dimensions de l'engrenatge que provocarà el moviment lineal a l'eix podem obtenir el moment mínim que haurà de fer el motor.

$$Moment = Força \cdot distancia = 2198,25 N \cdot 0.04m = 87,93 Nm$$

Per acabar, a l'hora de calcular la potència necessària ho farem a partir del moment calculat i decidint la velocitat que volem que es desplaci la barra, en aquest cas volem que es mogui aproximadament a uns 20 cm/s lineals, per tant el motor haurà de moure's a unes 44 rpm.

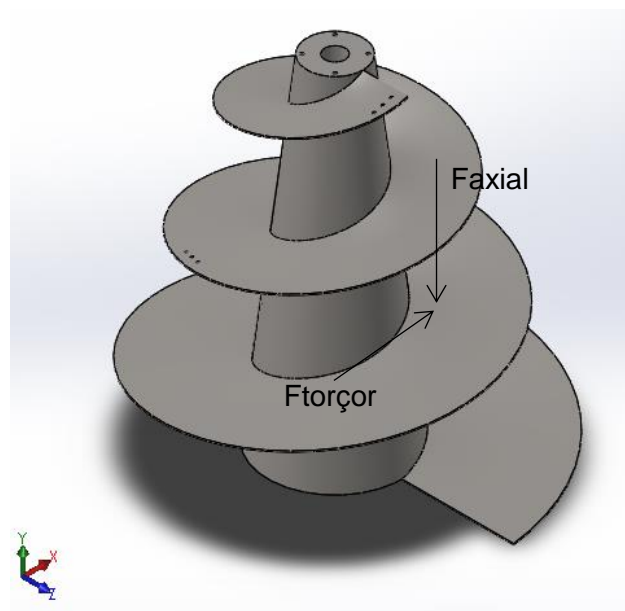
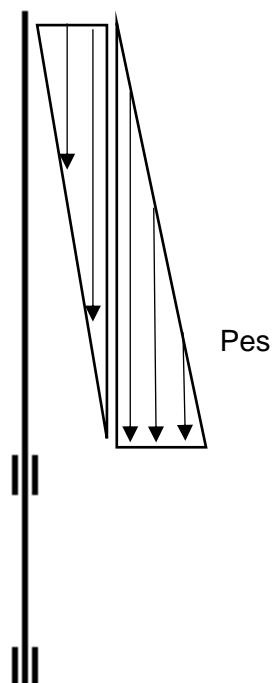
$$Potència = Moment \cdot \omega = 87,93Nm \cdot 44rpm \cdot \frac{2\pi rad}{1volta} \cdot \frac{1min}{60s} = 0.4kW$$

7.2.2 CÀLCUL D'EIXOS

7.2.2.1 EIX HÈLICE

Per fer el càlcul de la vida de l'eix de l'hèlice es farà un cas crític. Es suposarà que s'ha carregat només un costat de l'hèlice perquè tingui el major moment flector, perquè sinó les forces es compensarien i el flector seria quasi nul.

Per tant, es suposarà que té dues carreges triangulars distribuïdes sobre l'hèlice. A continuació, es pot veure que per simplificar el càlcul s'han reduït totes les forces en un sol punt, que serà a mitja alçada per aconseguir una aproximació més real i el més crítica possible com es mostra en la imatge de la dreta



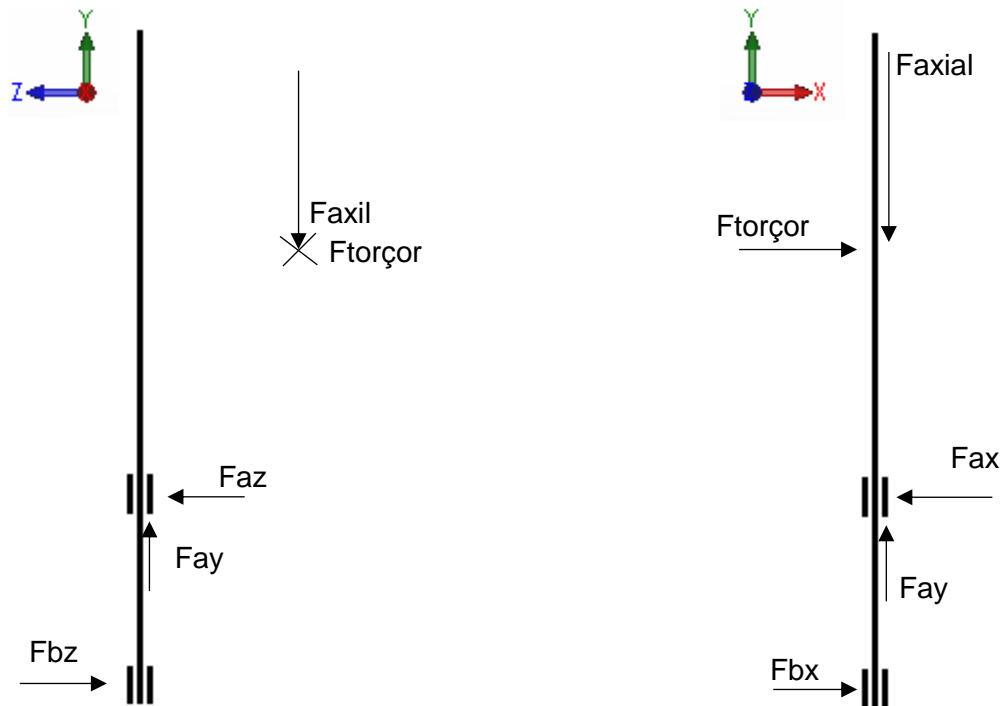
Figures 7.12: Forces que actuen sobre l'hèlice

Primer de tot s'ha calculat les reaccions en tots els rodaments.

En aquest cas la força axial i la força torçor seran la meitat de quan es va calcular en l'apartat 7.2.1.2, perquè s'està estudiant el moment crític, suposant que l'hèlice està mig carregada. Per tant:

Força axial = 1980N

Força torçor = 575N



Tot seguit, es calculen totes les reaccions aplicant:

$$\sum M_a = 0$$

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$\sum F_z = 0$$

Com a resultats s'obté:

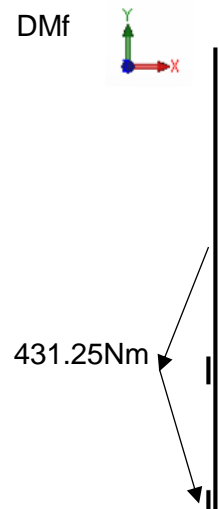
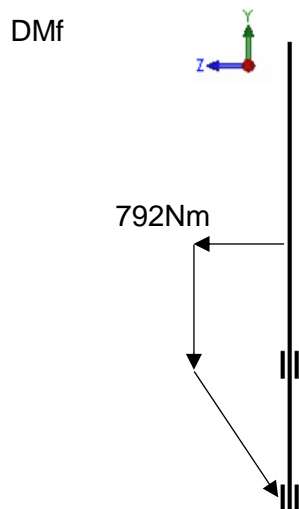
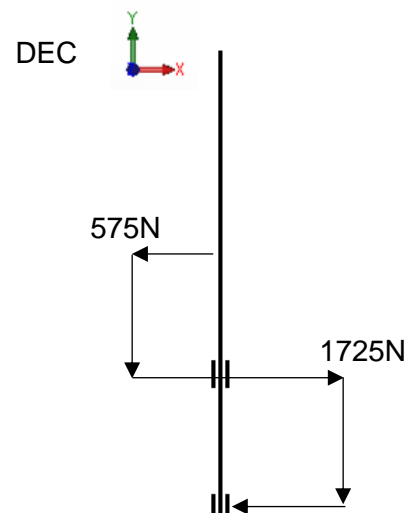
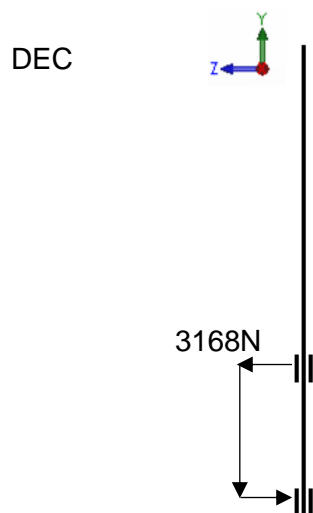
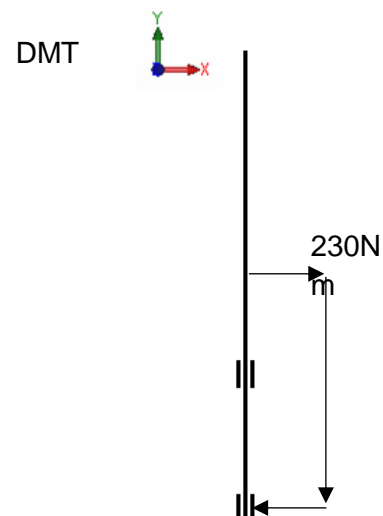
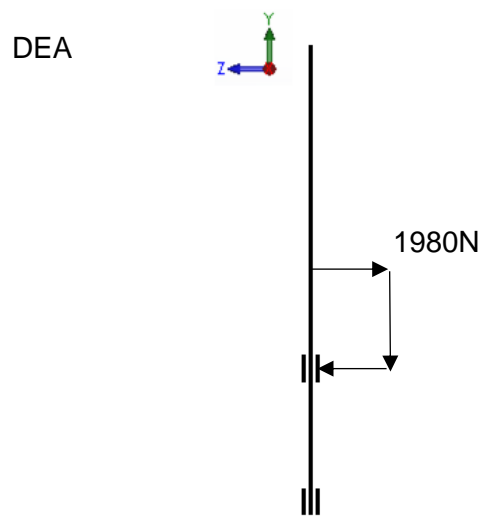
$$F_{bz} = F_{az} = 3168\text{N}$$

$$F_{ay} = 1980\text{N}$$

$$F_{bx} = 1725\text{N}$$

$$F_{ax} = 2300\text{N}$$

A continuació s'ha realitzat els diagrames d'esforços:



Es pot veure que la secció més sol·licitada és "A" és la que té el moment factor més elevat. Per tant, la secció A és crítica.

Es calcula el moment flector de la secció A.

$$M_A = \sqrt{M_{AY-Z}^2 + M_{AX-Y}^2} = \sqrt{792^2 + 431.25^2} = 901.8 Nm$$

Davant la presència d'un moment flector, es pot dir que el tallant es rellevant.

Per tant, en la secció crítica A tenim:

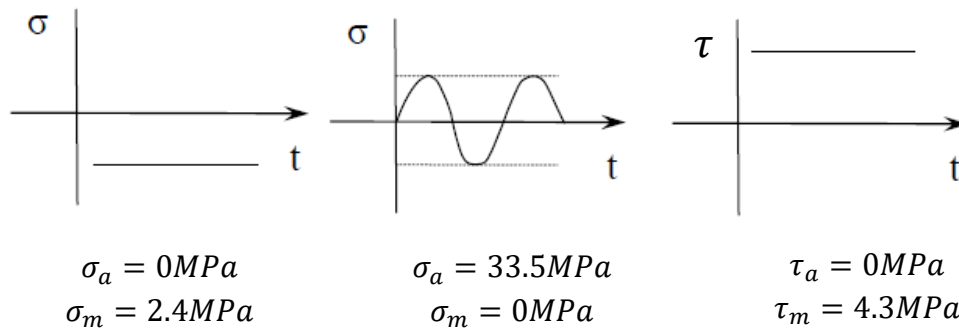
- Axial de 1980 N a compressió
- Flector de 901.8 Nm
- Torçor de 230 Nm

$$\sigma_{axial} = \frac{F_{axial}}{A} = \frac{1980 N}{\pi \cdot \left(\frac{0.065}{4}\right)^2} = 2.4 MPa$$

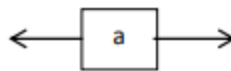
$$\sigma_{fex} = \frac{M_A \cdot y_{max}}{I} = \frac{901.8 Nm \cdot 0.065}{\frac{\pi}{64} \cdot 0.065^4} = 33.5 MPa$$

$$\tau = \frac{M_T \cdot y_{max}}{I} = \frac{230 Nm \cdot 0.065}{\frac{\pi}{32} \cdot 0.065^4} = 4.26 MPa$$

Característiques del cicle de càrrega:

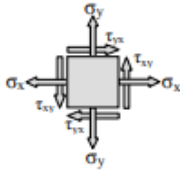


Busquem les tensions equivalents:



$$\sigma_{eq}^a = 33.5 MPa$$

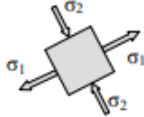
Per calcular la tensió equivalent necessitem aplicar Mohr i Von Mises:



$$\sigma_{1-2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \mp \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_1 = 6.8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = -2 \text{ MPa}$$



$$\sigma_{eq}^m = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2} = 8 \text{ MPa}$$

Resistència:

$$\sigma_f = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot \frac{1}{K_f} \cdot 0.5 \cdot \sigma_R$$

On:

Ka (factor de acabat superficial)= rectificat=0.9

Kb (factor de mida)=diàmetre major de 50mm=0.75

Kc (factor de tipu d'esforç)=1

Kd (factor de temperatura)=1

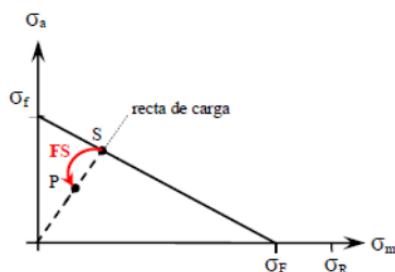
Ke (factor de confiabilitat)=1

Kf (factor d'entalla)= 1+q(Kt-1)=1+0.85(2.35-1)=2.15

Resultats extrets de la taula de factors modificants del límit de fatiga i de factors de concentració de tensions, es poden veure en l'Annex 2 i 3.

$$\sigma_f = 0.9 \cdot 0.75 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{1}{2.15} \cdot 0.5 \cdot 825 = 129.5 \text{ MPa}$$

Soderberg:



$$\sigma_{ms} = \frac{\sigma_f}{\frac{\sigma_{eq}^a}{\sigma_{eq}^m} + \frac{\sigma_f}{\sigma_F}} = \frac{129.5 \text{ MPa}}{\frac{33.5 \text{ MPa}}{8 \text{ MPa}} + \frac{129.5 \text{ MPa}}{500 \text{ MPa}}} = 29.1 \text{ MPa}$$

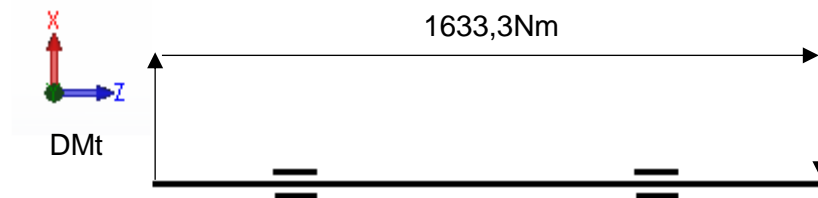
$$FS = \frac{\sigma_{ms}}{\sigma_{eq}^m} = \frac{29.1 \text{ MPa}}{8 \text{ MPa}} = 3.6$$

7.2.2.2 EIX MOTOR

Per fer el càlcul de la vida de l'eix motriu dels motors, s'ha fet l'estudi simplificant, s'ha estudiat només l'eix motriu sense tot el conjunt de les juntes cardan.

S'ha pogut observar que aquest eix només ha de suportar el moment torçor de les rodes ja que totes les altres forces queden anulades pels rodaments de les rodes i les juntes cardan. Per tant, els rodaments pràcticament només hauran de superar el pes de l'eix, els hem col·locat per aconseguir que l'eix quedi fixat.

A continuació s'ha realitzat els diagrames d'esforços:

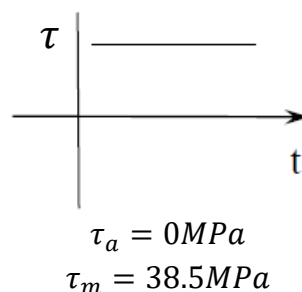


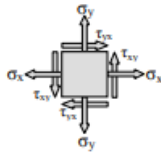
En aquest cas, al haver-hi només moment torçor totes les seccions tenen la mateixa sol·licitació, però les seccions que tenen menys resistència són els extrems i on va connectat el motor a causa dels xavaters.

Per tant, procedim a trobar el torçor:

$$\tau = \frac{M_T \cdot y_{max}}{I} = \frac{1633,3 Nm \cdot 0.06}{\frac{\pi}{32} \cdot 0.06^4 \cdot \frac{1}{2}} = 38.5 MPa$$

Característiques del cicle de càrrega:



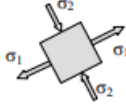


Per calcular la tensió equivalent necessitem aplicar Mohr i Von Mises:

$$\sigma_{1-2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \mp \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_1 = \mp 38.5 MPa$$

$$\sigma_{eq}^m = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2} = 66.7 MPa$$



Resistència:

$$\sigma_f = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot \frac{1}{K_f} \cdot 0.5 \cdot \sigma_R$$

On:

Ka (factor de acabat superficial)= rectificat=0.9

Kb (factor de mida)=diàmetre major de 50mm=0.75

Kc (factor de tipu d'esforç)=1

Kd (factor de temperatura)=1

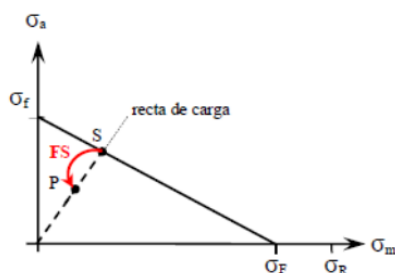
Ke (factor de confiabilitat)=1

Kf (factor d'entalla)= 1,6

Resultats extrets de la taula de factors modifcants del límit de fatiga i de factors de concentració de tensions, es poden veure en l'Annex 2 i 3.

$$\sigma_f = 0.9 \cdot 0.75 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{1}{1,6} \cdot 0.5 \cdot 825 = 174 MPa$$

Soderberg:



$$\sigma_{ms} = \frac{\sigma_f}{\frac{\sigma_{eq}^a}{\sigma_{eq}^m} + \frac{\sigma_f}{\sigma_F}} = \frac{174 MPa}{\frac{0 MPa}{66.7 MPa} + \frac{174 MPa}{500 MPa}}$$

$$= 500 MPa$$

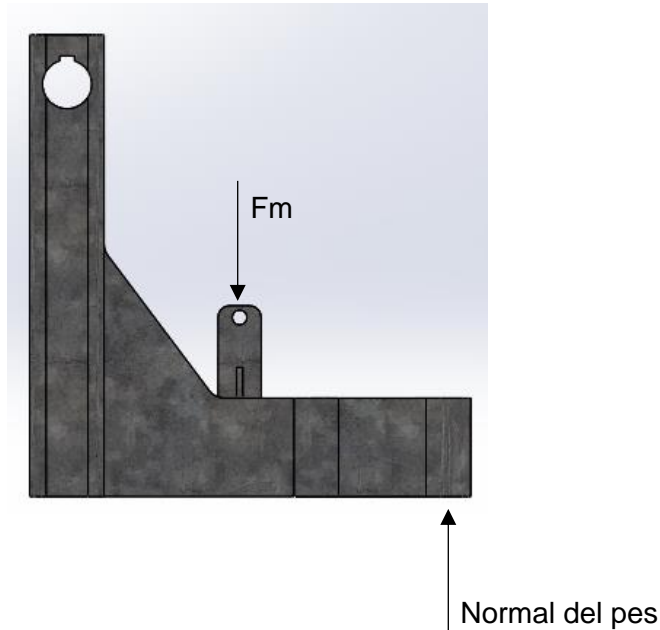
$$FS = \frac{\sigma_{ms}}{\sigma_{eq}^m} = \frac{500 MPa}{66.7 MPa} = 7.5$$

Es pot observar que aquest eix està molt sobredimensionat, ja que quasi ve no rep esforços, però ve donat per les mides del motor.

S'ha deixat amb aquest diàmetre de 60 mm, perquè reduir el diàmetre només serviria per disminuir el pes, i com a màxim es podria disminuir 10 kg a la màquina, per tant no ho trobem necessari així no apliquem més processos de fabricació a l'eix.

7.2.3 CÀLCUL SUSPENSÍO

Per fer el càlcul de la força de suspensió i la constant de la molla s'ha realitzat un sumatori de moments en el punt d'unió amb l'eix. S'ha suposat que el pes total de la màquina queda repartit per les quatre rodes, per tant cada roda provocarà una normal d'una quarta part del pes total. Com ens mostra la següent imatge:



Tot seguit, aplicant el sumatori de moments es calculen totes les reaccions aplicant:

$$\sum M_a = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

Com a resultats obtenim:

$$F_m = 20 \text{ kN}$$

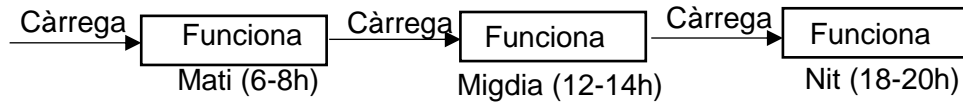
$$F_a = 11 \text{ kN}$$

Per obtenir una constant aproximada de la molla que volem podem dir que volem que quan la màquina estigui completament carregada volem que es comprimeixi com a màxim de 15 mm.

$$k = \frac{F_m}{x} = \frac{20000}{0.015} = 1333.3 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$$

7.2.4 CÀLCUL DE LA CAPACITAT DE LA BATERIA

La màquina estarà en funcionament unes sis hores diàries repartides durant el dia. Per tant tindrà un cicle de funcionament com el que es mostra a continuació:



En l'estona de funcionament, primer farà una volta acostant tot aquell menjar que no s'hagin acabat les vaques, després mentre s'hi aboca el menjar aquest es barrejarà i el distribuirà a les menjadores els cops programats.

La màquina consta de 4 motors, dos motors que donen tracció a les quatre rodes d'una potència de 9.1 kW cadascun, amb un total de 18.2 kW, un motor que girarà l'hèlice de 5.5 kW i l'últim que mourà l'eix de la direcció per aconseguir que la màquina pugui girar de 0.51 kW. Tots junts necessiten una potència de 24 kW.

Per tant, la bateria ha de proporcionar una potència de 24 kW durant dues hores, la bateria ha de subministra 48 kW.

Quan més bé treballen les bateries es entre el 20-80% de càrrega per tal de que es malmeti el mínim possible. Com que no convé que la bateria treballi en aquests rangs, podem veure que no pots treballar en un 40% de la bateria, s'ha de calcular la capacitat de la bateria. S'haurà de multiplicar la potència que ha de subministra la bateria per 1.4. La bateria que necessitem per la nostra màquina haurà de tenir una capacitat de 67 kW. També haurem de comprar un inversor perquè ens converteixi la corrent continua que ens subministra la bateria a corrent alterna que necessiten als nostres motors.

La bateria i l'inversor els comprarem a l'empresa WATTIUS, és una empresa formada per dos joves estudiants de l'UPC que munten bateries i estan començant a sortir al mercat. La bateria ha de tenir un volum d'uns 250 litres i un pes de 350 kg, el pressupost es troba a l'Annex 4.

7.3 ANÀLISIS I DIMENSIONAT DE COMPONENTS ESTRUCTURALS

En aquest apartat s'ha pretès fer un primer càlcul per aconseguir fer el dimensionament de les possibles peces crítiques i finalment s'han avaluat amb el mètode d'elements finits del SolidWorks.

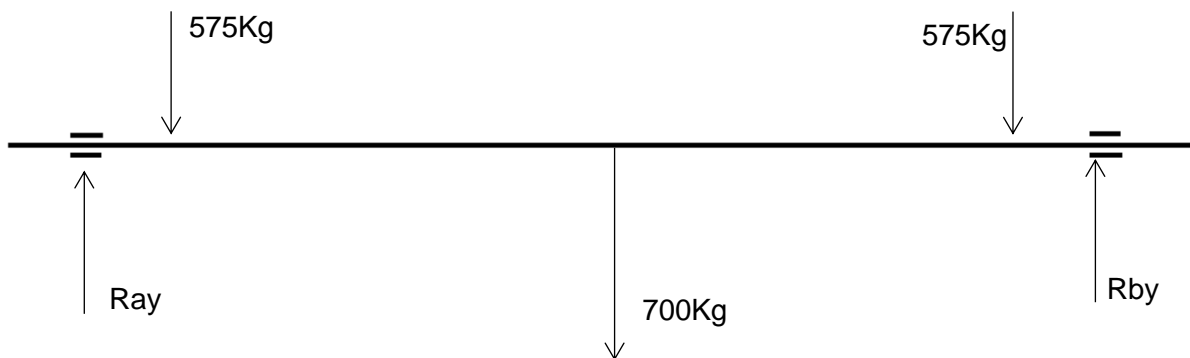
7.3.1 DIMENSIONAMENT PECES CRÍTQUES

7.3.1.1 ESFORÇOS EN EL XASSÍS

Per triar el perfil del xassís de la màquina s'ha fet un estudi aproximat d'esforços. Per simplificar l'anàlisi s'ha estudiat una sola barra de les laterals, aquestes són les crítiques ja que pateixen la major part d'esforços.

A l'hora de realitzar els càlculs s'han simplificat de manera que hi haurà dues forces, que són les que proporcionaran al pes del bol i el menjar, amb un valor de 2300 Kg. La força del pes del bol més el menjar queda repartida en quatre punts de recolzament, serien 575 Kg per punt d'unió. L'altre que serien els diferents components de la màquina, la col·loquem en el centre del xassís per estudiar el cas crític, amb un valor de 1400 Kg en dos punts de recolzament, seria un total de 700 Kg per costat.

Com es pot veure en la imatge inferior.



Tot seguit, es calculen totes les reaccions aplicant:

$$\sum M_a = 0$$

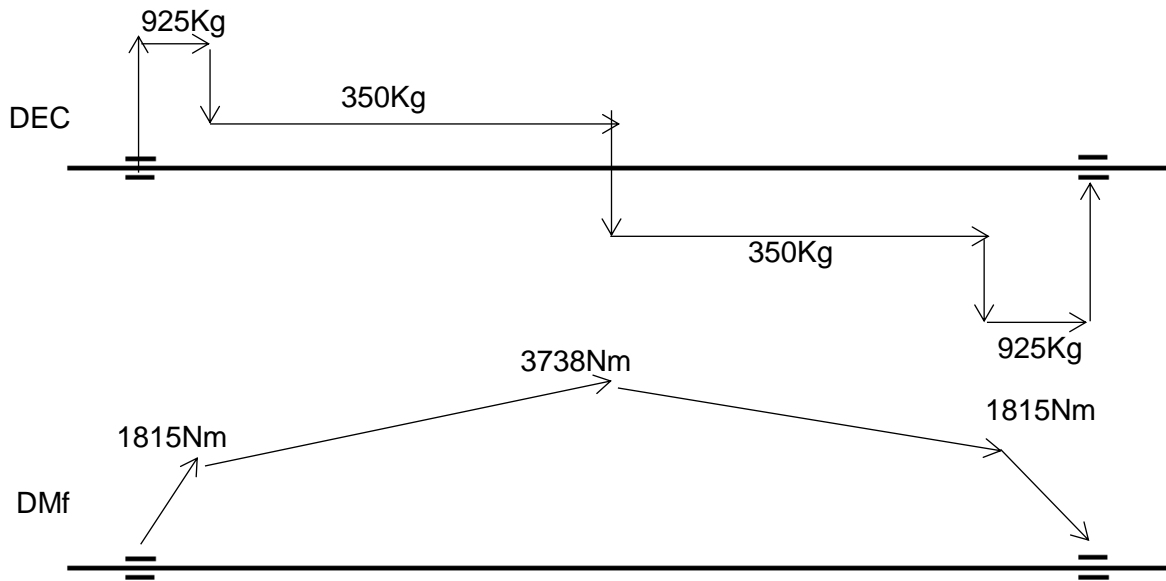
$$\sum F_Y = 0$$

Com a resultats obtenim:

$$R_{ay} = 925\text{Kg}$$

$$R_{by} = 925\text{Kg}$$

A continuació s'ha realitzat els diagrames d'esforços:



Un cop trobat el moment flector màxim i la tensió que pot suportar fins al límit elàstic podem trobar el W_x i buscar en la taula de perfils d'estructura normalitzats quins ens anirien bé i a partir d'allà trobar quin es el més convenient. Aplicarem un factor de seguretat 3,25 que és bastant elevat per tal de si la simplificació no és del tot real.

$$W_x = \frac{M_f}{\sigma} \cdot FS = \frac{3738Nm}{200MPa} \cdot 3.25 = 60.7 \text{ cm}^3$$

Un cop hem obtingut el valor mínim W_x mirem quins són els perfils que ens interessin.

Aquests valors son estrets de "MÀQUINAS PRONTUARIO – LURBURU"

	W_x (cm ³)	Pes (Kg/m)
HEB 10	90	20,4
IPN 14	81,9	14,4
UPN 12	60,7	13,4
Quadrada buida 100-6	60,7	16,7
Quadrada buida 120-4	66,2	14,1

En aquesta taula podem observar el valor de W_x dels diferents tipus de perfils amb les mides corresponents i el seu pes per metre. Com a conclusió podem treure que agafarem un perfil Quadrada buida de 120mm de costat i 4 mil·límetres d'espessor, perquè és un perfil fàcil de soldar i té una bona relació pes amb la tensió que suporta.

7.3.1.2 ESFORÇOS EN L'EIX (XASSÍS-SUSPENSÍO)

Per triar el diàmetre de l'eix que unirà el xassís amb la peça que pivotarà de la suspensió s'ha fet un estudi aproximat d'esforços.

S'ha simplificat en dos forces en el centre de cada braç de la suspensió que és d'un valor de 925 kg en total, per tant 462.5kg (4537N) i dos punts més que seran el centre dels rodaments.

Com es pot veure en la imatge inferior.



Tot seguit, es calculen totes les reaccions aplicant:

$$\sum M_a = 0$$

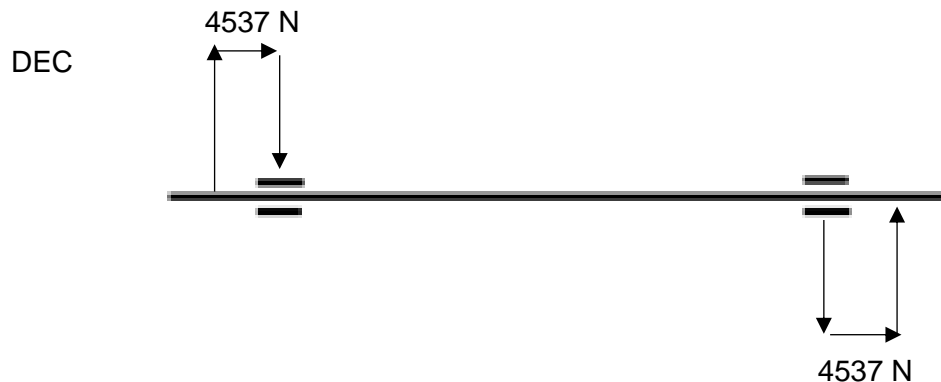
$$\sum F_Y = 0$$

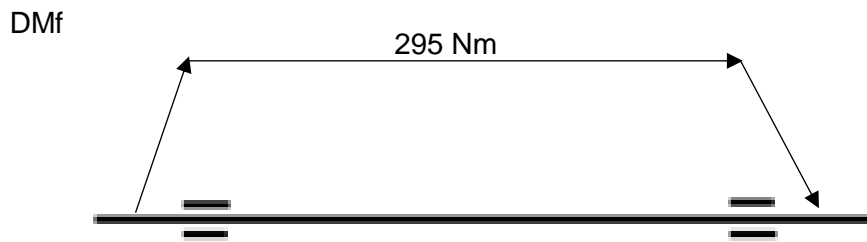
Com a resultats obtenim:

$$R_{ay} = 4537 \text{ N}$$

$$R_{by} = 4537 \text{ N}$$

A continuació s'ha realitzat els diagrames d'esforços:





Un cop trobat el moment flector que haurà de suportar la barra i sabent que la barra podrà ser d'acer ANSI 1020 i que té un límit elàstic de 200MPa i aplicant un valor de factor de seguretat de 3.

Per això ara buscarem quin és el diàmetre mínim que ha de tenir aquest eix en aquestes condicions:

$$\sigma_{fex} = \frac{M_A \cdot y_{max}}{I} \cdot FS = \frac{295}{\frac{\pi}{64} \cdot d^4} \cdot \frac{d}{2} \cdot 3 = \frac{9014.5}{d^3}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{9014.5}{\sigma}} = \sqrt[3]{\frac{9014.5}{200 \cdot 10^6}} = 35.6 \text{ mm}$$

Un cop hem obtingut el valor mínim del diàmetre, es busca el diàmetre en mides comercials més proper per sobre. Trobem que és el de 40mm.

7.3.2 ANÀLISIS DE L'ESTRUCTURA

En aquest apartat es fa un anàlisi d'esforços de dues peces diferents de la màquina d'alimentar vaques. L'estudi es farà del xassís amb tots els seus elements soldats, on aniran col·locats tots els motors i rodaments. La segona peça que es sotmetrà a l'anàlisi serà la peça de suspensió ja que creiem que podria ser una de les peces crítiques ja que ha de suportar gran part del pes.

7.3.2.1 ANÀLISIS DEL XASSÍS

Primer de tot es mira el material de l'estructura i la seva secció. L'estructura principal del xassís és una estructura quadrada tubular de 120x120mm i 4 mm d'espessor. El material seleccionat per aquesta estructura es l'acer galvanitzat. La unió entre les barres tubulars i la resta de platines es realitza a partir d'unions fixes soldades.

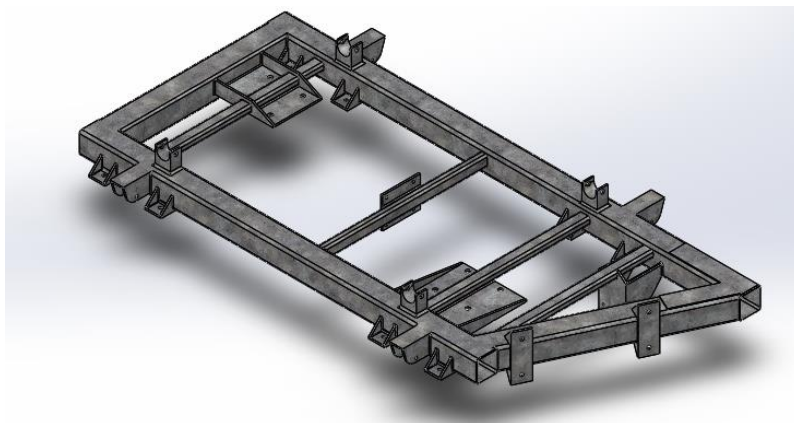


Figura 7.13: Xassís, primera peça a estudiar

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	2e+11	N/m ²
Coeficiente de Poisson	0.29	N/D
Módulo cortante		N/m ²
Densidad de masa	7870	kg/m ³
Límite de tracción	356900674.5	N/m ²
Límite de compresión		N/m ²
Límite elástico	203943242.6	N/m ²
Coeficiente de expansión térmica		/K

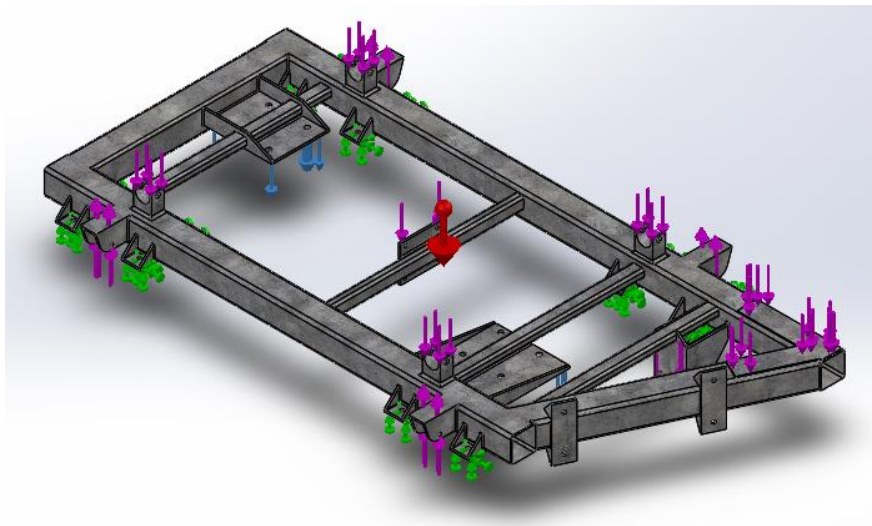
Figura 7.14: Propietats acer galvanitzat

A continuació es realitza l'anàlisi de l'estructura sotmès a les condicions en màxima càrrega i en funcionament. Per això, s'aplica el software de resolució mitjançant el Mètode d'elements Finitis (FEM), implementat en el programa SolidWorks, l'opció de Simulació.

7.3.2.1.1 CONDICIONS DE CONTORN

Per poder analitzar de manera efectiva el comportament del xassís, se li ha assignat les següents condicions de contorn al programa:

- S'ha suposat un suport fix en la part inferior de les platines en les quals aniran collats els rodaments de la peça de suspensió.
- Una força d'un valor de 5640 N vertical en cada un dels punts d'unió amb el vol, la força correspon al pes del menjar, el bol i els elements que el complementen, dividit entre els 4 punts d'ancoratge.
- Una força d'un valor de 340 N vertical en cada una de les cares on aniran col·locats cada motor de les rodes, la força correspon al pes del motor.
- Una força de 250 N vertical en la cara on anirà col·locat el motor de l'hèlice, la força correspon al pes del motor.
- Una força de 46 N vertical en la cara on anirà col·locat el motor de la direcció la força correspon al pes del motor.
- Una força de 3500 N vertical on anirà col·locada la bateria, la força correspon al pes de la bateria.
- Una força de 20000N vertical ascendent en els punts d'ancoratge amb la suspensió, la força correspon a la molla.
- Per últim apliquem que tingui en compte el pes de la gravetat.



*Figura 7.15:
Condicions
de contorn*

7.3.2.1.2 MALLAT

Per aquest estudi s'ha decidit utilitzar un mallat basat en curvatura i el més fi que es permetia. La malla creada té 126384 nodes i 63442 elements.

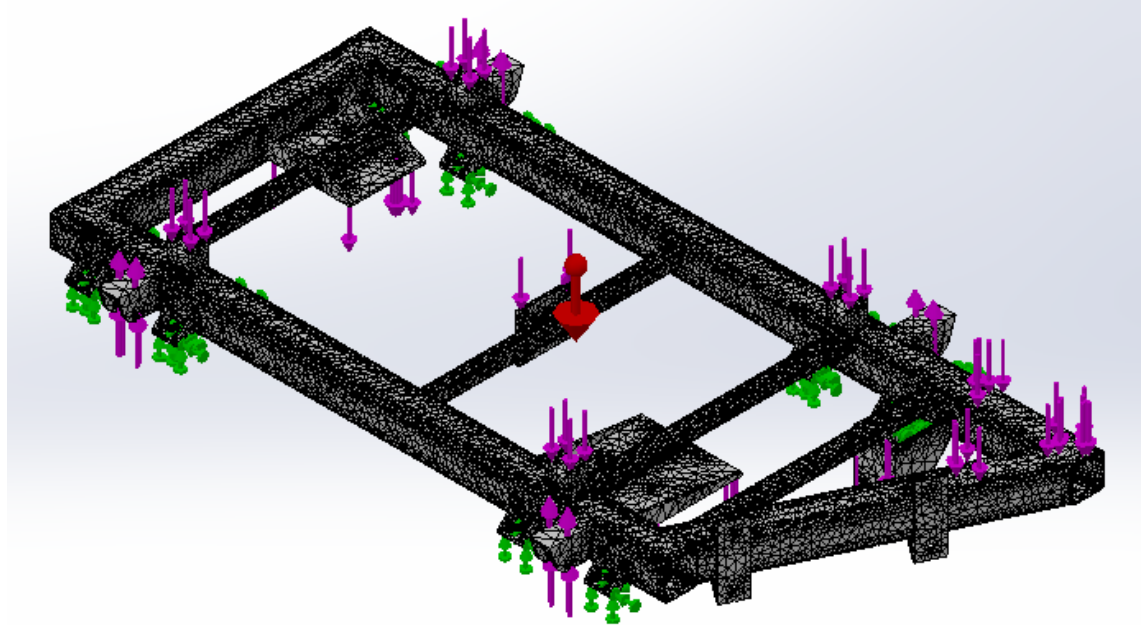


Figura 7.16: Malla

7.3.2.1.3 ESTUDI DE DEFORMACIONS I TENSIONS

Un cop realitzada la malla, es procedeix a fer l'estudi de tensions i deformacions.

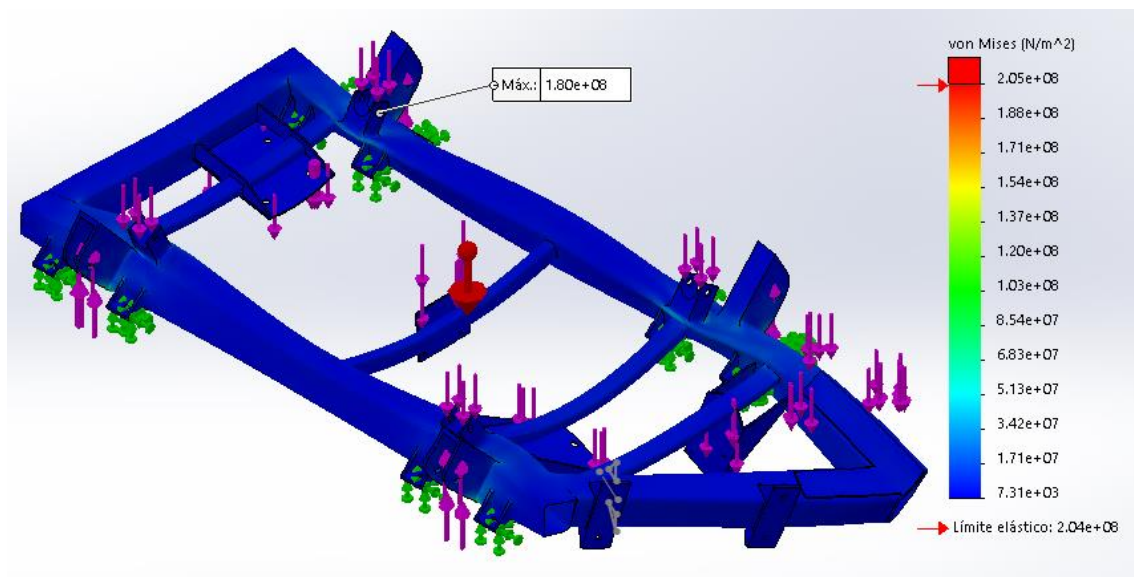


Figura 7.17: Tensions de Von Misses

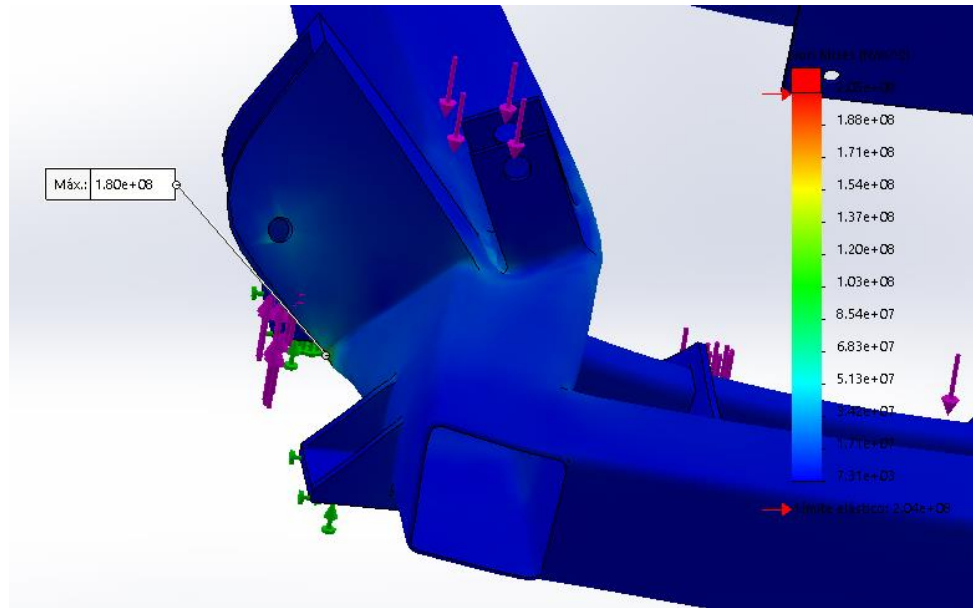


Figura 7.18: Detall tensions de Von

L'escala de colors ha estat modificada per tal de aconseguir que es vegi en vermell els punts que superin el límit elàstic. Com es pot comprovar en les dues imatges l'estructura treballarà tranquil·lament sense patir grans tensions. La tensió més gran que tindrà es en la soldadura del xassís amb la xapa doblegada de la suspensió arribant a una tensió màxima de 180 MPa en un punt puntual, per tant la peça treballarà en una zona elàstica i per tant no trencarà.

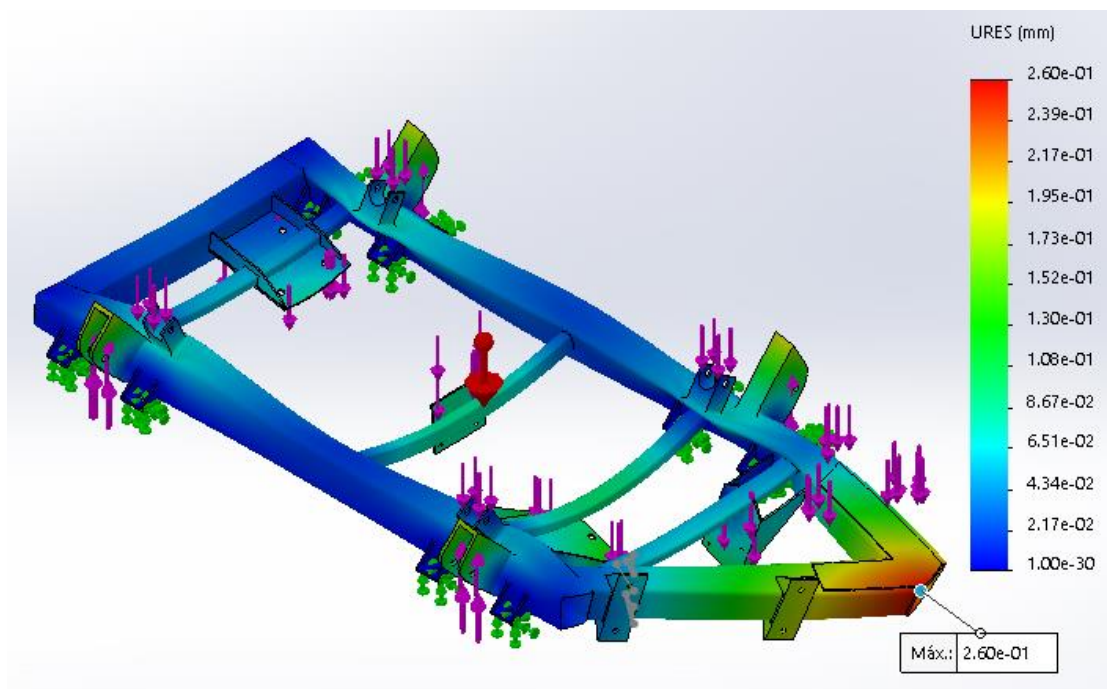


Figura 7.19: Desplaçaments

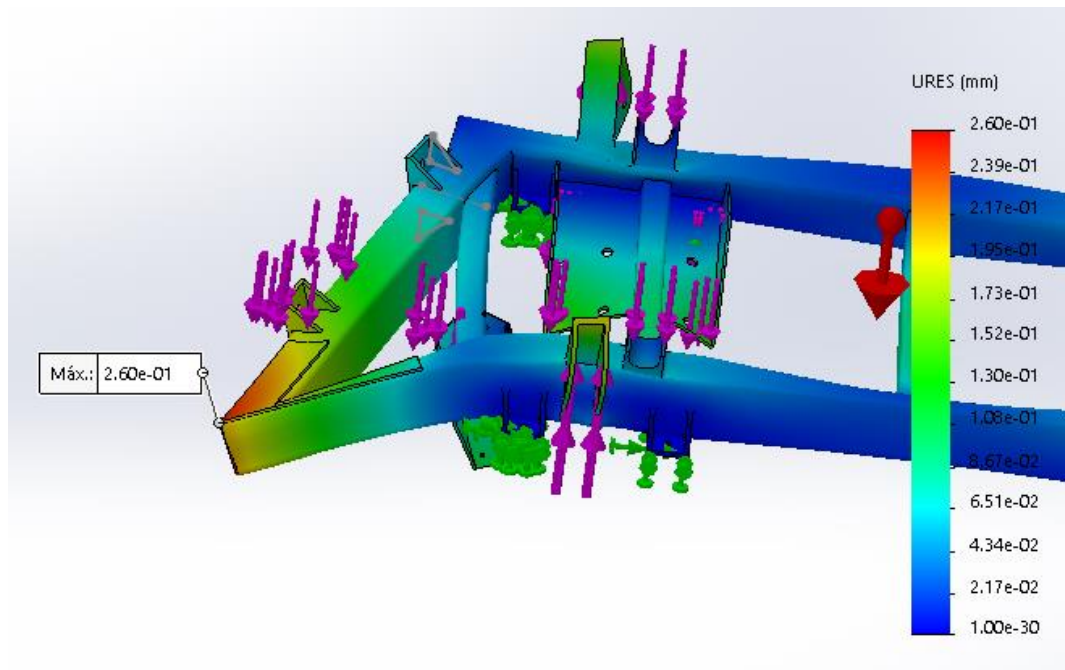


Figura 7.20: Detall desplaçaments

S'observa que la deformació màxima que patirà al xassís és en la zona on s'aplica el pes de la bateria amb un valor de 0.260 mm, podem dir que per ser una peça de grans dimensions es considera que aquesta deformació no afectarà el funcionament de la nostre peça.

7.3.2.2 PEÇA UNIÓ XASSÍS AMB SUSPENSÍO

Primer de tot es valora el material de l'estructura i la seva secció. Aquesta estructura esta formada per diferents perfils normalitzats, un tub quadrat buit de 60x60mm, un tub rectangular buit de 60x40 i una UPN 80. El material seleccionat per aquesta estructura és l'acer galvanitzat. La unió entre les barres tubulars es realitza a partir de unions fixes soldades.

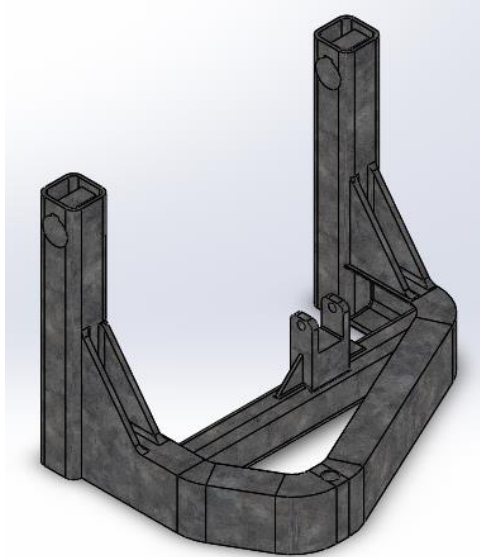


Figura 7.21: Xassís, primera peça a estudiar

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	2e+11	N/m ²
Coeficiente de Poisson	0.29	N/D
Módulo cortante		N/m ²
Densidad de masa	7870	kg/m ³
Límite de tracción	356900674.5	N/m ²
Límite de compresión		N/m ²
Límite elástico	203943242.6	N/m ²
Coeficiente de expansión térmica		/K

Figura 7.22: Propietats acer galvanitzat

A continuació es realitza l'anàlisi de l'estructura sota les condicions de màxima càrrega i en funcionament. Per això, s'aplica el software de resolució mitjançant el Mètode d'elements Finitis (FEM), implementat el programa SolidWorks, l'opció de Simulació.

7.3.2.2.1 CONDICIONS DE CONTORN

Per poder analitzar de manera efectiva el comportament del xassís, se li ha assignat les següents condicions de contorn al programa:

- S'ha suposat un suport fix en la zona on anirà l'eix que la connecta amb el xassís, és una situació el màxim de crítica.
- Una força d'un valor de 9075 N vertical ascendent en la zona on anirà agafat el passador de la roda.
- Una força d'un valor de 20000 N vertical en el punt on la suspensió aplicarà la seva força.

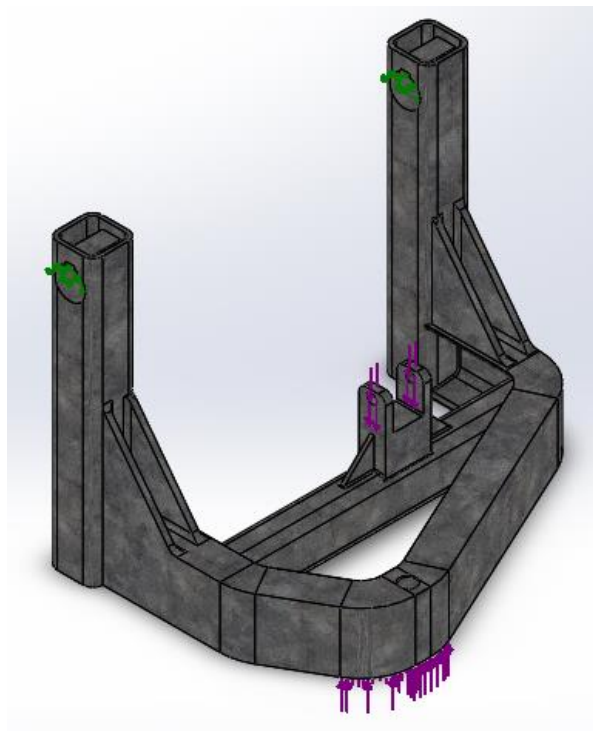


Figura 7.23: Condicions de contorn

7.3.2.2.2 MALLAT

Per aquest estudi s'ha decidit utilitzar un mallat basat en curvatura i el més fi que es permetia. La malla creada té 109103 nodes i 57216 elements.

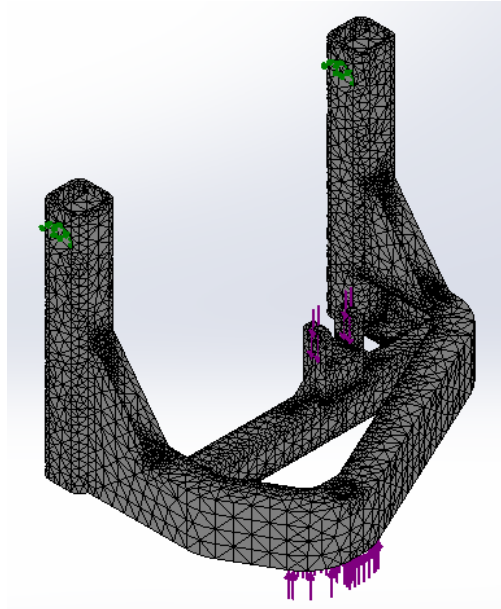


Figura 7.24: Malla

7.3.2.2.3 ESTUDI DE DEFORMACIONS I TENSIONS

Un cop realitzada la malla, es procedeix a fer l'estudi de tensions i deformacions.

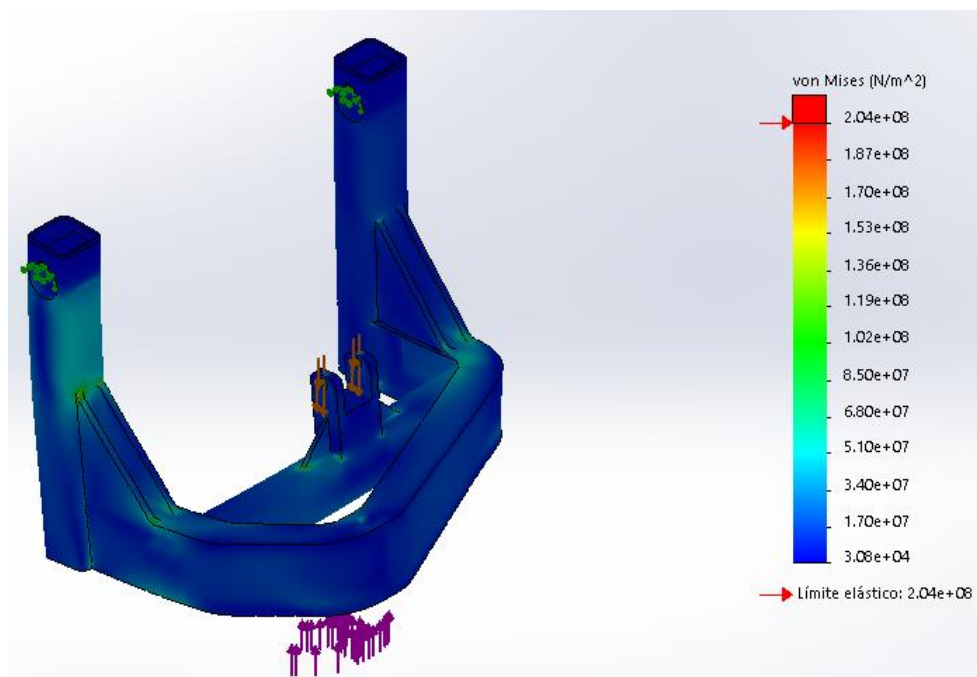


Figura 7.25: Tensions de Vonmises

L'escala de colors ha estat modificada per tal de aconseguir que es vegi en vermell els punts que superen el límit elàstic. Com es pot comprovar en la imatge l'estructura treballarà en la zona elàstica per tant no trencarà. La tensió més gran que tindrà és en les unions de les xapes triangulars col·locades per reforçar l'estructura.

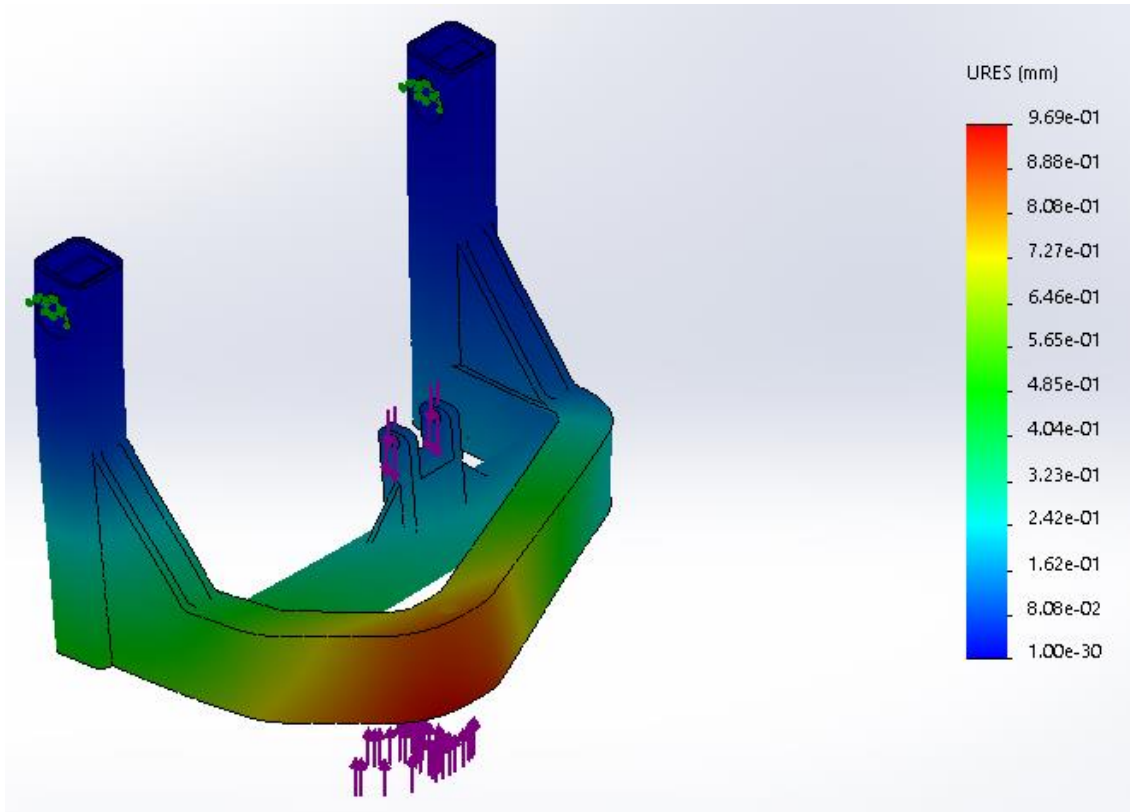


Figura 7.26: Desplaçaments

S'observa que la deformació màxima que patirà la peça és en la zona on s'aplica la força normal de la roda, tindrà una deformació màxima de 0,94 mm, podem dir que per ser una peça de grans dimensions es considera que aquesta deformació no afectarà el funcionament de la nostre peça.

8. DISSENY PER A LA FABRICACIÓ

8.1 ELEMENTS COMERCIALS

En aquest apartat es seleccionen els diferents elements comercials que es trien per la màquina, tenint en compte els càlculs anteriors i aconseguint el millor funcionament possible de la màquina.

8.1.1 MOTORS

8.1.1.1 MOTOR RODES

Tenint en compte els càlculs de l'apartat 7.2.1.1 que ens donaven que el nostre motor havia de superar una potència de 7,6 kW i un moment de 1633,2 Nm.

Finalment s'ha optat per un servomotor síncron amb reductor de la marca Lenze que ens proporciona totes les prestacions, a més, s'aconsegueix regular la velocitat de la màquina i controlar la velocitat de l'arrencada i la frenada. S'ha seleccionat un motor amb un moment de sortida més elevat per assegurar el moviment de la màquina.

Es poden veure les especificacions completes en l'Annex 5.

- Motor: MCS 14P26
- Reductor: g500-B2700
- Potència: 9,1 kW
- Freqüència: 175Hz
- Velocitat de sortida: 44.2rpm
- Moment de sortida: 1862 Nm
- Protecció: IP54
- Voltatge: 325V

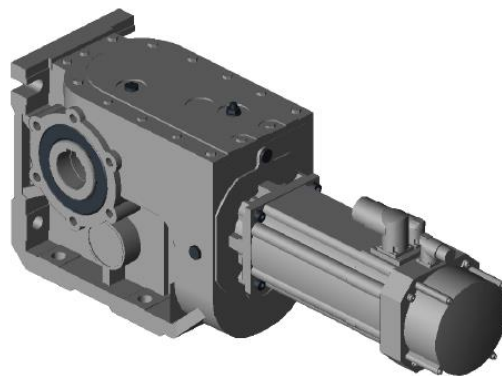


Figura 8.1: CAD motor seleccionat per les rodes

8.1.1.2 MOTOR HÈLICE

Tenint en compte els càlculs de l'apartat 7.2.1. que ens donaven que el nostre motor havia de superar una potència de 3.8 kW i un moment de 604 Nm.

A l'hora de seleccionar el motor s'ha optat per buscar-ne un amb una potència major i que proporcioni un major moment ja que és difícil aconseguir un càlcul totalment real.

Finalment s'ha optat per un motor trifàsic amb reductor de la marca Lenze que ens proporciona totes les prestacions.

Es poden veure les especificacions completes en l'Annex 6.

- Motor: m240-P132/M4
- Reductor: g500-B600
- Potència: 5.5kW
- Freqüència: 50Hz
- Velocitat de sortida: 57.8rpm
- Moment de sortida: 863 Nm
- Protecció: IP55
- Voltatge: 400V

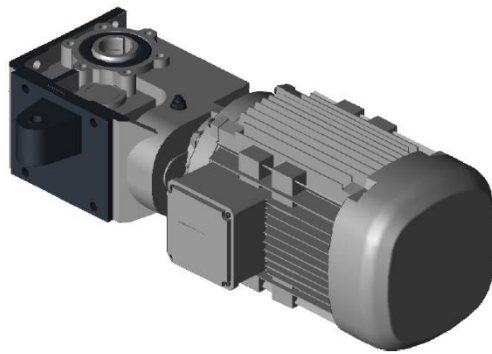


Figura 8.2: CAD motor seleccionat per l'hèlice

8.1.1.3 MOTOR DIRECCIÓ

Tenint en compte els càlculs de l'apartat 7.2.1.3 que ens donaven que el nostre motor havia de superar una potència de 0.4 kW i un moment de 87,93 Nm.

A l'hora de seleccionar el motor se n'ha buscat un amb una potència major per tal de si els càlculs no s'ajustaven lo suficient a la realitat.

Finalment s'ha optat per un servomotor síncron amb reductor de la marca Lenze que ens proporciona totes les prestacions, ens interessa que sigui un servomotor perquè permet controlar les voltes que fa l'eix, així com el desplaçament lineal de la barra de la direcció. S'ha seleccionat un motor amb un moment de sortida més gran perquè no s'ha tingut en compte la possible de fricció entre l'eix i la cobertura.

Es poden veure les especificacions completes en l'Annex 7.

- Motor: MCS 06F41
- Reductor: g500-B450
- Potència: 0,51 kW
- Freqüència: 270Hz
- Velocitat de sortida: 45,2 rpm
- Moment de sortida: 102 Nm
- Protecció: IP54
- Voltatge: 320 V

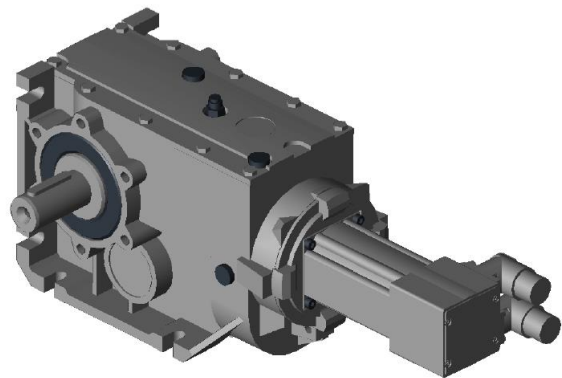


Figura 8.3: CAD motor seleccionat per la direcció

8.1.1.4 ACTUADOR LINEAL

Per trobar els dos actuadors lineals que necessitem, un per obrir i tancar la comporta i l'altre per fer baixar i pujar la pala, hem buscat un actuator que tingui un llarg recorregut, un mínim de 400 mm, per aconseguir obrir o tancar la comporta del tot i que pugui superar una força de 785 N, que seria el pes de la pala.

Després de buscar diferents marques hem optat per un Actuator de la marca Thomson. Amb aquest actuator s'aconsegueix complir amb tots els requisits necessaris.

- Marca: Thomson
- Actuator: HD24B017-0500CN01EES
- Voltatge: 24 Vdc
- Força dinàmica: 1700 N
- Velocitat: 58mm/s
- Protecció: IP66



Figura 8.4: Actuator lineal Thomson

8.1.2 SUSPENSIÓ

Per decidir quina seria la suspensió més idònia després de fer els càlculs explicats a l'apartat 7.2.3, s'ha decidit agafar el model "PEDDRS TrakRyder EziFit Foam Cell + muelle progresivo tipo Confort", és una marca Australiana amb un gran potencial que fa poc ha arribat a Espanya.

El model escollit és una suspensió de gas, aquests aconseguixen tenir més adherència dels pneumàtics amb l'asfalt, milloren la velocitat de retorn al conduir per terrenys de superfície irregular, al ser suspensions més rígides permeten un control major en la direcció i per acabar són més dures que altres tipus. A més amb aquest model aconseguim tots els requisits que necessitem per la nostre màquina.



Figura 8.5:
Suspensió Pedders

8.1.3 RODAMENTS

S'han escollit els següents rodaments tenint en compte el diàmetre de l'eix i la seva funció. Un cop trobades les forces que haurà de suportar cada eix, s'ha decidit el rodament i s'ha trobat la seva vida. Per fer el càlcul de la vida del rodament s'ha fet a partir de la pàgina web de SKF.

8.1.3.1 SKF 51214

Aquest rodament s'ha col·locat per sota l'hèlice, suportant tot el pes del menjar que està sobre l'hèlice. Les dimensions del rodament venen donades pel càlcul de la dimensió de l'eix de l'hèlice, estan explicades en l'apartat 7.2.2.1.

Després de fer els càlculs amb el programa de SKF, es pot observar que aquest rodament té una vida útil de més de 10^6 hores, per tant tindrà una vida molt llarga. S'haurà de lubricar cada 28300 hores. Per veure les especificacions del rodament i el càlcul amb SKF mirar els Annexos 9.1 i 9.2.

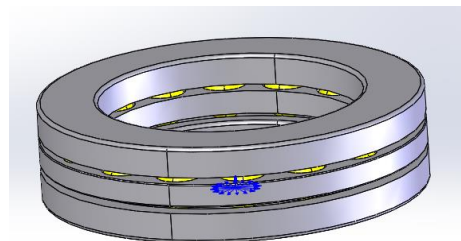


Figura 8.6: SKF 51214

8.1.3.2 SKF UCF 213

Aquest rodament s'ha col·locat en la part inferior de l'hèlice, suportarà les forces laterals que pateix l'eix. La dimensió del rodament ve donada pel càlcul de la dimensió de l'eix de l'hèlice, es troben en l'apartat 7.2.2.1.

Després de fer els càlculs pel programa de SKF, que es troben en l'annex, es pot observar que aquest rodament té una vida útil de 124000 hores, per tant tindrà una vida llarga. S'haurà de lubricar cada 21600 hores.

Per veure les especificacions del rodament i el càlcul amb SKF mirar els Annexos 10.1 i 10.2.

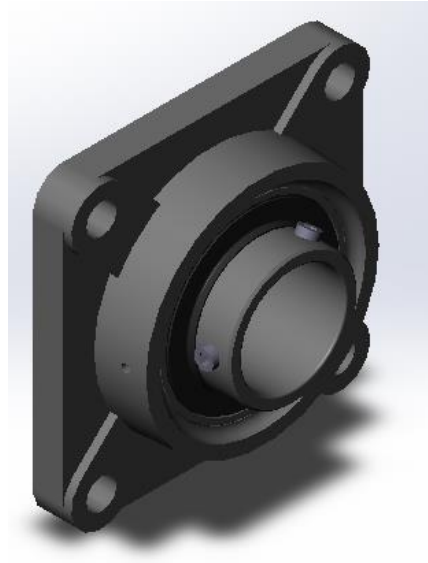


Figura 8.7: SKF UCF 213

8.1.3.3 UCP212

Aquest rodament s'ha col·locat als extrems de l'eix del motor, per aconseguir que l'eix del motor quedi fixat. Les dimensions del rodament venen donades pel càlcul de la dimensió del motor, es troben en l'apartat 7.2.2.2.

Després de fer els càlculs pel programa de SKF, que es troben en l'annex, es pot observar que aquest rodament té una vida útil de més de 10^6 hores, per tant tindrà una vida molt llarga. S'haurà de lubricar cada 29300 hores.

Per veure les especificacions del rodament i el càlcul amb SKF mirar els Annexos 11.1 i 11.2.

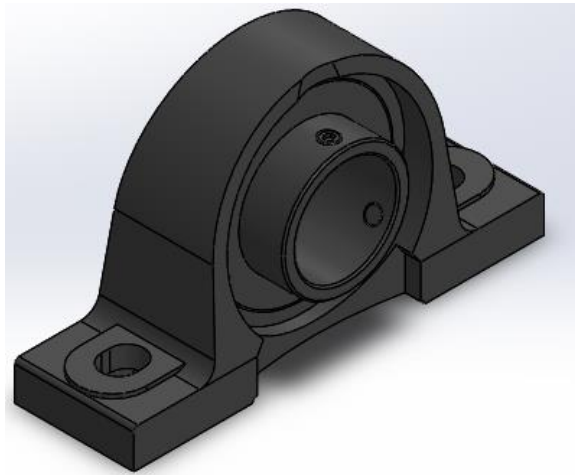


Figura 8.8: SKF UCP 212

8.1.3.4 UCP 308

Aquest rodament s'ha col·locat per suportar l'eix (xassís-suspensió) i l'eix (xassís-pala), per aconseguir que les peces puguin pivotar respecte el xassís. Aquest rodament s'ha escollit a partir del càlcul d'esforços de l'eix, es troben en l'apartat 7.3.1.2.

Amb aquest rodaments no hem pogut fer l'estudi de la seva vida perquè l'eix girarà en una velocitat constant, sinó que tindrà petits girs endavant i endarrere.

Per veure les especificacions del rodament mirar els Annexos 12.

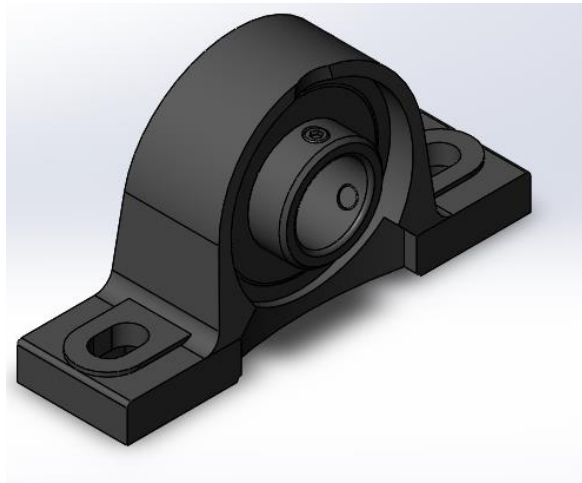


Figura 8.9: SKF UCP 308

8.1.4 VALONA DE BRONZE

Aquesta valona de bronze s'ha col·locat en la unió de les rodes davanteres amb la peça d'unió xassís amb suspensió. Amb això aconseguim disminuir la fricció quan la màquina ha de girar. Se n'han col·locat quatre en total, dues en cada roda.



Figura 8.10: Valona de

8.1.5 JUNTES CARDAN

8.1.5.1 CARDAN EXTENSIBLES

Aquestes juntes cardan extensibles s'han col·locat al final de l'eix motor fins la roda. Amb aquestes juntes aconseguim que la roda pugui moure's en la direcció necessària i permetre moviments verticals.



Figura 8.11: Cardan extensible

8.1.5.2 CARDAN SIMPLES

Aquestes juntes cardan simples s'han col·locat al final de l'eix de la direcció. Amb aquestes juntes aconseguim que la roda pugui tenir moviments verticals sense afectar l'eix de la direcció



Figura 8.12: Cardan

8.1.6 FUELLE PALLIER

Aquest fuelle pallier va col·locat als dos extrems de la coberta de l'eix de la direcció i la part més estreta a l'eix de la direcció, aconseguint no deixar passar el greix de l'interior.



Figura 8.13: Fuelle

8.1.7 RÒTULA

Aquesta ròtula s'ha unit al final de l'eix de la direcció part roda i amb un passador aconseguir unir-lo fins la peça de la roda. Aconseguint que pugui girar el seu interior i permetre el funcionament de la direcció.



Figura 8.14: Ròtula

8.2 ELEMENTS MECANITZATS

Després dels seleccionar tots els elements que es troben al mercat de la nostre màquina procedim a fer una petita descripció de cada element mecanitzat.

8.2.1 GUIES

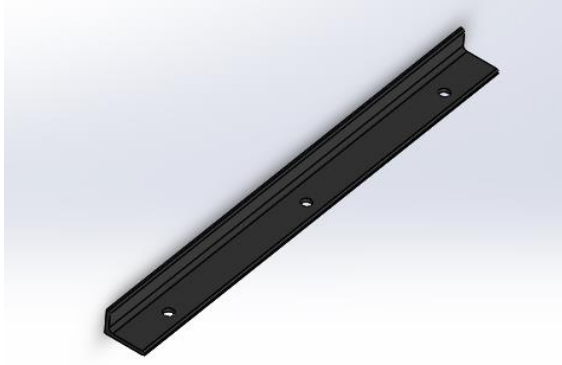


Figura 8.15: Comporta

Peça de tefló, peça normalitzada angular d'ales diferents 40.25. Amb aquesta peça aconseguirem guiar la comporta, perquè segueixi el recorregut previst. S'ha decidit fer-les de tefló perquè té un coeficient de fregament baix, així la comporta es desplaçarà amb menor fricció. Els forats seran el punt d'ancoratge amb l'abocador.

8.2.2 TALLANTS

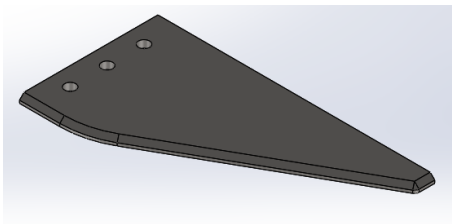
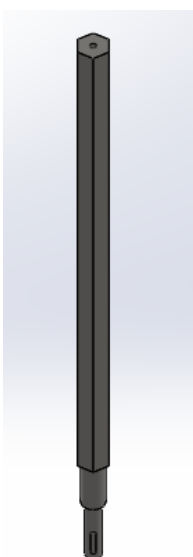


Figura 8.16: Tallants

Peça d'acer ANSI 304, fabricada a partir d'un tall de cisalla o làser i un fresat. Aquesta peça servirà per millorar la barreja. S'hi faran tres forats per unir el tallant amb l'hèlice. Amb un costat s'hi farà una inclinació per tal de penetrar amb més facilitat al menjar.

8.2.3 EIX HÈLICE



Peça d'acer ANSI 1020, fabricada a partir d'un tornejat. Aquest eix serà el que proporcionarà tot el parell motor a l'hèlice. A la part superior té un forat roscat que és el que l'unirà amb la tapa de l'hèlice, es pot veure que gran part és un hexaedre, per transmetre el seu moviment a l'hèlice, després es redueix a un eix circular que a la primera degradació és recolza sobre el rodament axial. L'últim tram ve condicionat per la mida d'entrada de l'eix del motor.

Figura 8.17: Eix hèlice

8.2.4 UNIÓ RODAMENTS AMB L'HÈLICE

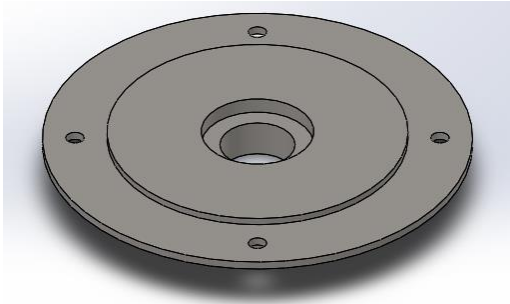


Figura 8.18: Unió rodaments amb hèlice

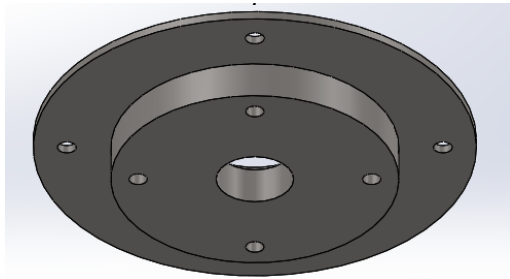


Figura 8.19: Unió rodaments amb hèlice inferior

Peça d'acer ANSI 304, fabricada a partir d'un tornejat. Aquesta peça es on s'acoblaran el rodament axial i radial de l'eix de l'hèlice. Al primer esglaó del forat central de la primera imatge es on s'hi col·locarà el rodament axial SKF 51214 i en el segon es on hi passarà l'eix de l'hèlice, i els quatre forats dels exteriors es per collar-lo al bol. En la figura 8.19, els quatre forats inferiors es on es collarà el rodament SKF UCF 213.

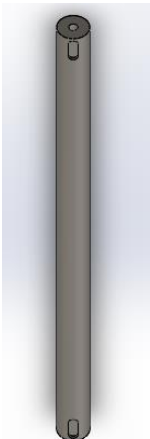
8.2.5 EIX (XASSÍS-SUSPENSÍO)



Peça d'acer ANSI 1020, fabricada a partir d'un tornejat i un fresat. Aquest eix permetrà que la peça d'unió del xassís amb la suspensió pugui pivotar. Els xavaters serviran per fer que la peça que volem que pivoti giri juntament amb l'eix. Els forats roscats serviran per col·locar la tapa per fixar l'eix.

Figura 8.20: Eix (xassís-suspensió)

8.2.6 EIX (XASSÍS-PALA)



Peça d'acer ANSI 1020, fabricada a partir d'un tornejat i un fresat. Aquest eix permetrà que la pala pugui pivotar. Els xavaters serviran per fer que la pala pivoti i giri juntament amb l'eix. Els forats roscats serviran per col·locar la tapa per fixar l'eix

Figura 8.21: Eix (xassís-pala)

8.2.7 EXTRA PALA

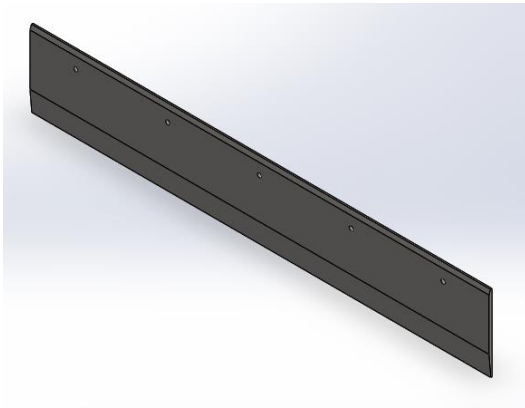


Figura 8.22: Extra pala

Peça d'acer ANSI 304, fabricat a partir d'un tall amb cisalla o làser i un procés de fresat. Aquesta peça servirà per donar-li més allargada a la pala, com que aquesta peça tindrà contacte amb el terra és més fàcil que es deteriori. S'ha dissenyat per tal de poder-la canviar amb facilitat, fent uns forats a la part superior.

8.2.8 TAPA EIX

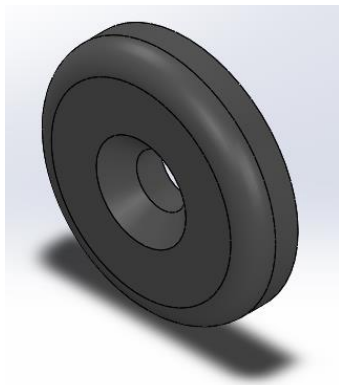
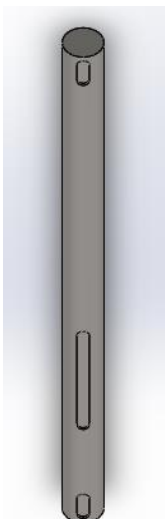


Figura 8.23: Tapa per xaveta

Peça d'acer galvanitzat, fabricat a partir d'un tornejat. Aquesta peça servirà per aconseguir fixar l'eix amb la peça que l'uneix. Al forat avellanat de l'interior hi anirà ancorat un cargol aconseguint el gir solidar-hi entre la tapa i l'eix.

8.2.9 EIX MOTOR



Peça d'acer ANSI 1020, fabricada a partir d'un fresat. Aquest eix és el que transmetrà tot el parell motor fins a les rodes. El xaveter central servirà perquè el motor pugui transmetre el moviment a l'eix. Els dos xaveters exteriors serviran per transmetre el moviment a les Cardan extensible de 60mm que aniran a continuació.

Figura 8.24: Eix motor

8.2.10 EIX DIRECCIÓ

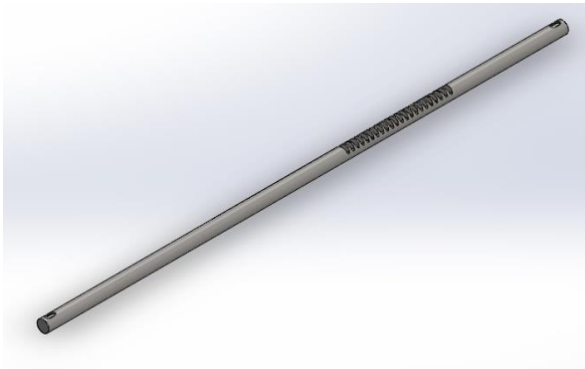
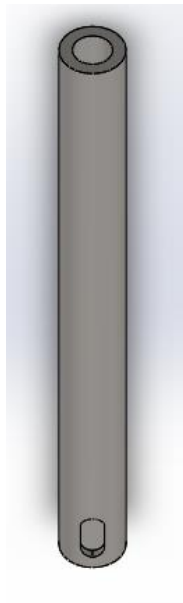


Figura 8.25: Eix direcció

Peça d'acer ANSI 1020, fabricada a partir d'un fresat. Aquest eix servirà per moure les rodes i que es desplacin cap a la dreta o cap a l'esquerra. Els xavaters del costat serviran perquè les Cardan simples es moguin solidaries a l'eix, les ranures al costat de l'eix serviran per aconseguir l'operació pinyó cremallera.

8.2.11 EIX DIRECCIÓ PART RODA



Peça d'acer ANSI 1020, fabricada a partir d'un fresat i un tornejat. Aquest eix serà la continuació de l'eix de la direcció que permetrà un cert moviment quan la suspensió actuï. En la part superior hi anirà ancorat una ròtula i en la part inferior i haurà un xavater per unir l'eix amb la Cardan simple.

Figura 8.26: Eix direcció part final

8.3 ELEMENTS XAPA I SOLDADURA

Després de realitzar una breu descripció dels elements mecanitzats procedim a fer una explicació dels elements de xapa i soldadura, per la fabricació d'aquests s'enviarà un arxiu IGES als proveïdors.

8.3.1 BOL

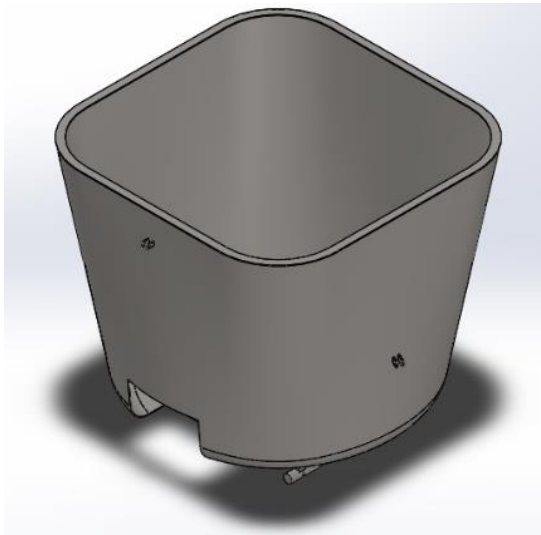


Figura 8.27: Figura bol

Peça d'acer ANSI 304, fabricada a partir de un tall làser i amb vàries soldadures. Aquesta peça serà la carcassa a on es buidarà el menjar. Es pot veure que la part de baix té una forma circular per tal que l'hèlice arribi a tots els punts i no quedi cap costat sense barrejar, la part de dalt té una forma quadrada per tal que el menjar sigui de més bon buidar. A les platines soldades a la carcassa s'hi col·locaran els actuadors lineals de la pala i la comporta. El forat que

es veu a l'esquerra hi anirà soldat l'abocador. I l'estructura inferior serà el punt d'unió amb el xassís.

8.3.2 ABOCADOR

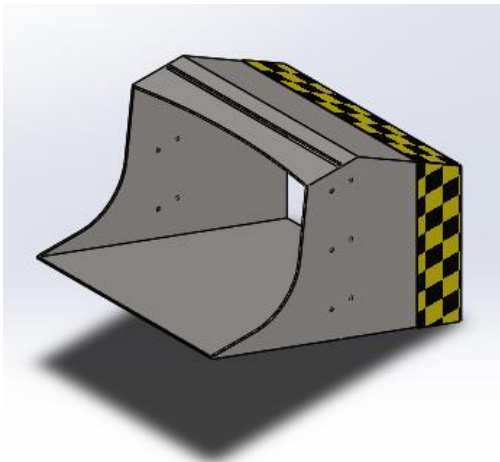


Figura 8.28: Figura abocador

Peça d'acer ANSI 304, fabricada a partir d'un tall amb cisalla o làser i vàries soldadures. Aquesta peça serà la que farà arribar el barrejat fins a les menjadores. La part inferior té una inclinació per aconseguir que el menjar no quedi frenat. També té una entrada per la part superior i uns forats en els laterals per poder-hi col·locar les guies i la comporta.

8.3.3 COMPORTA

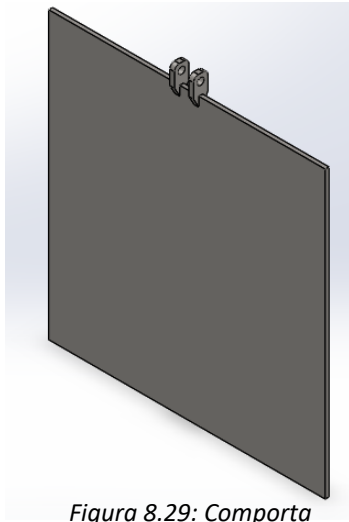


Figura 8.29: Comporta

Peça d'acer ANSI 304, fabricada a partir d'un tall amb cisalla o làser i vàries soldadures. Aquesta peça es la que permetrà deixar passar el menjar per abocar-lo a la menjadora. A la part superior es poden veure dos platines amb un forat, s'hi connectarà l'actuador lineal, aquest farà pujar o baixar la comporta.

8.3.4 HÈLICE

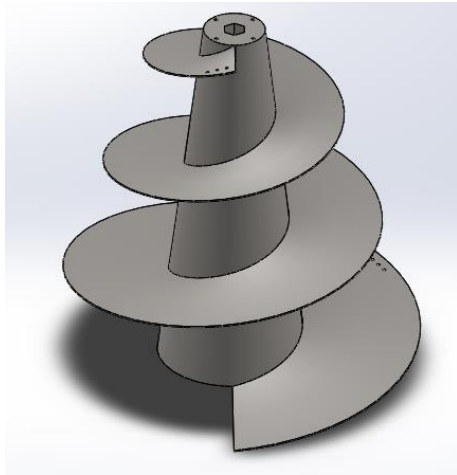


Figura 8.30: Hèlice

Peça d'acer ANSI 304, fabricada a partir de un tall làser i vàries soldadures. És l'encarregada de barrejar els aliments. L'hèlice tindrà un forat hexagonal al centre on hi passarà l'eix, i quatre forats roscats per unir-se amb la tapa de l'hèlice. En l'espiral de l'hèlice hi haurà tres punts per col·locar-hi els tallants.

8.3.5 TAPA HÈLICE

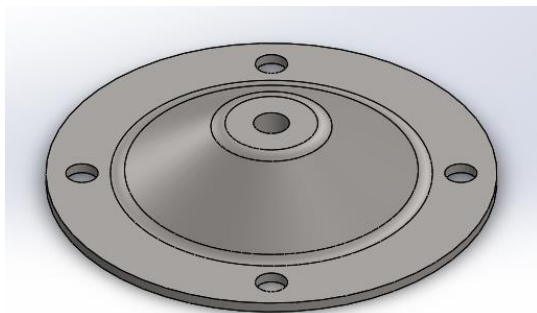


Figura 8.31: Tapa hèlice

Peça d'acer ANSI 304, fabricada a partir d'un tall làser, cilindrat de xapa i una soldadura. Aquesta peça ens servirà per fixar l'eix de l'hèlice amb l'hèlice. Té una forma cònica per tal de que el menjar no quedi sobre la tapa. Al centre hi ha un forat passant on hi passarà un cargol que anirà collat a l'eix, i a l'exterior quatre forats on passaran cargols

que aniran agafats a l'hèlice.

8.3.6 XASSÍS

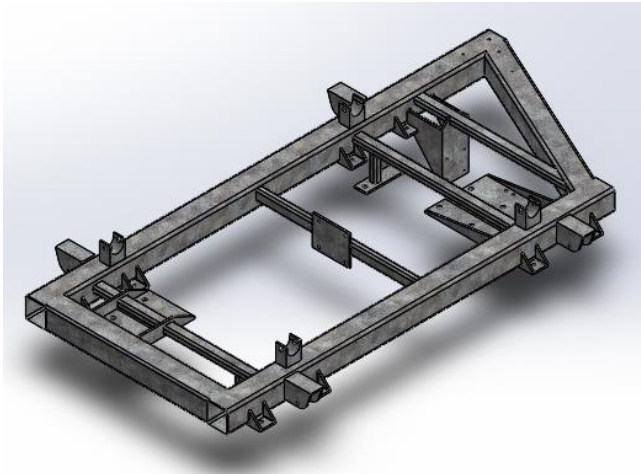


Figura 8.32: Xassís

Peça d'acer galvanitzat, fabricada a partir de vèries peces normalitzades i xapes soldades entre elles. Aquesta estructura suportarà tota la carrega del menjar i tots els components de la màquina. Les quatre peces que es veuen per sobre del xassís es on anirà subjectat el bol. En els travessers rectangulars buits hi van soldades

les diferents xapes, on hi aniran ancorats els diferents motors. En les xapes que estan soldades directament a l'estructura exterior dels xassís hi aniran ancorats els diferents rodaments els SKF UCP 212 i 308, i als altres el pistó de la suspensió. A davant del xassís s'hi fa una petita inclinació perquè necessitem que la pala sigui inclinada i perquè hi hagi espai per la bateria.

8.3.7 PEÇA UNIÓ XASSÍS AMB SUSPENSÍO (DRETA I ESQUERRA)

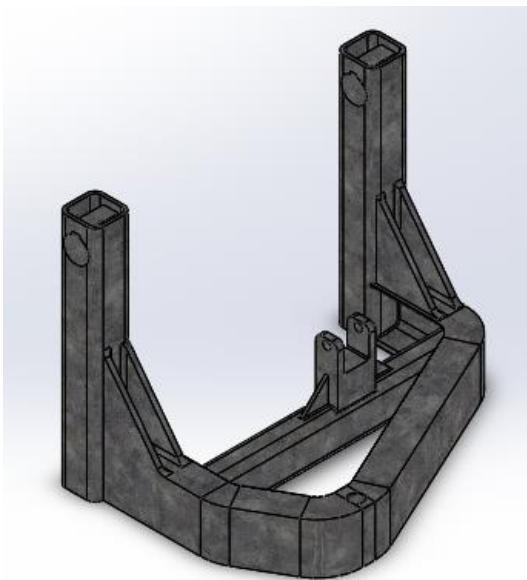


Figura 8.33: Peça unió xassís amb suspensió dreta i esquerra

Peça d'acer galvanitzat, fabricada a partir de vèries soldadures de peces amb perfils normalitzats i alguna xapa. Aquesta peça és la que pivotarà respecte el xassís per aconseguir desplaçar-se per tot tipus de terrenys. Els forats de la part superior són els que aniran subjectats al eix (xassís-suspensió) amb els seus xavaters. El perfil de la primera estructura vertical té forma tubular, perquè té una gran resistència amb un baix pes. La següent estructura que es la que faria corba seria una UPN doblegada, perquè té una gran resistència. Amb una

UPN aconseguim que la barra travessera tingui més punts de recolzament i que les forces quedin més repartides que amb un perfil rectangular buit. La peça de sobre el tub central servirà per col·locar-hi la suspensió. S'hi soldaran xapes triangulars entre el perfil rectangular i l'UPN per tal de distribuir més bé les tensions i es farà el mateix a la peça central.

8.3.8 PALA

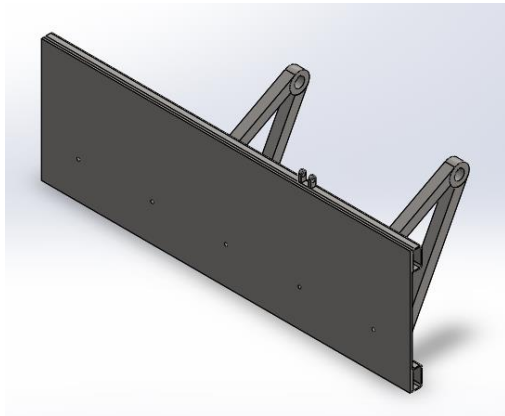


Figura 8.34: Pala

Peça d'acer ANSI 304, fabricada a partir de diverses soldadures de perfils normalitzat i xapes. Aquesta pala servirà per acostar el menjar a les menjadores. La part dreta de la pala anirà subjectada a l'eix (xassís-pala). La part superior de la pala hi aniran soldades dos petites platines on s'hi collarà l'actuador lineal per aconseguir fer pujar i baixar la pala. En la part inferior de la pala si poden veure varis forats que serviran per collar-hi l'extra de la pala.

8.3.9 COBERTA EIX DIRECCIÓ

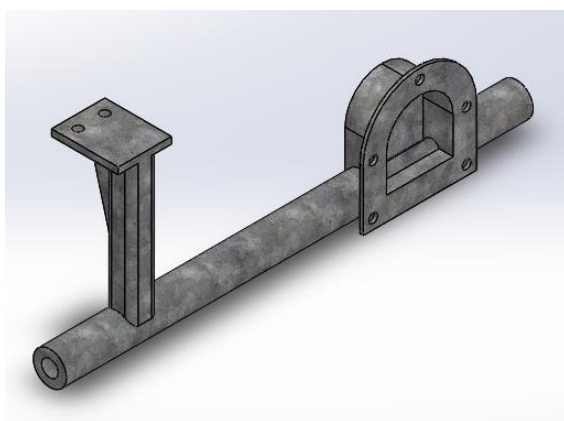
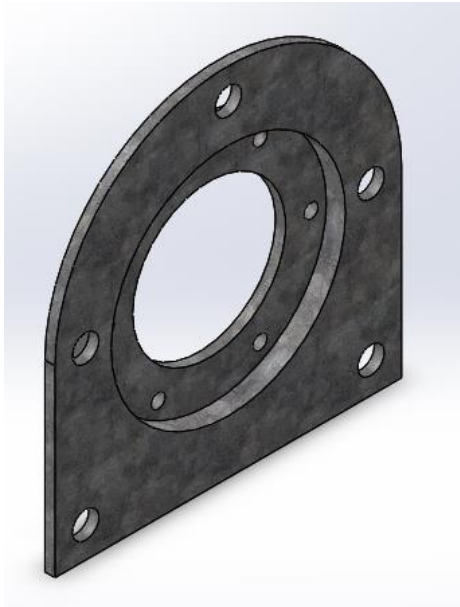


Figura 8.35: Coberta eix direcció

Peça d'acer galvanitzat, fabricada a partir de l'embotiment d'una peça i diverses soldadures en el resta de peces. Aquesta peça subjectarà l'eix de la direcció i es desplaçarà pel seu interior. La part esquerra s'ancorarà amb el xassís per tal de repartir el pes, a l'altre costat, a l'interior hi anirà un engranatge normalitzat i en els forats exteriors s'hi

ancorarà la tapa del motor de direcció que serà el segon punt d'ancoratge amb el xassís.

8.3.10 TAPA MOTOR DIRECCIÓ



Peça d'acer galvanitzat, fabricada a partir d'un embotit. Aquesta peça servirà perquè la grassa de dins la coberta de l'eix de la direcció no surti, també farà de punt d'ancoratge. Els forats de l'exterior s'uniran amb la coberta de l'eix de la direcció i els de l'interior amb el motor de la direcció.

Figura 8.36: Tapa motor direcció

8.4 MUNTATGE I FUNCIONAMENT DELS MECANISMES

8.4.1 TRANSMISSIÓ DE LA POTÈNCIA DEL MOTOR A L'HÈLICE

La potència del motor es transmetrà a l'hèlice a partir de l'eix de l'hèlice que és hexagonal i anirà col·locat a l'interior de l'hèlice. La funció principal de la tapa de l'hèlice serà que l'eix i l'hèlice no es puguin desplaçar entre elles, la tapa s'unirà amb l'hèlice a partir de quatre cargols. La tapa es fixa amb l'eix, a partir d'un cargol, com es pot veure en la figura 8.38.

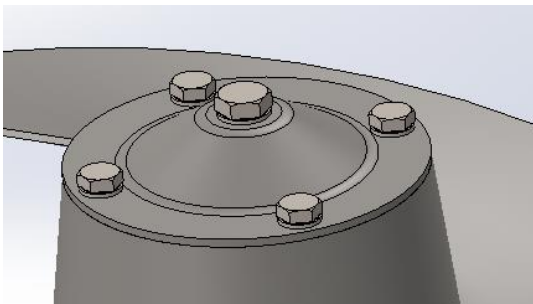


Figura 8.37: Vista superior assemblatge tapa hèlice

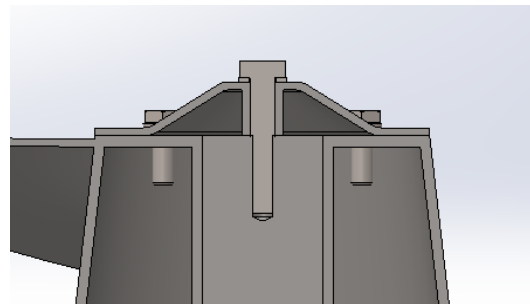


Figura 8.38: Vista seccionada assemblatge tapa hèlice

UNIÓ TALLANTS

La unió del tallant amb l'hèlice la farem a partir d'aquests tres cargols, femelles i volanderes en cada tallant. Amb això aconseguirem barrejar i triturar més bé el menjar.

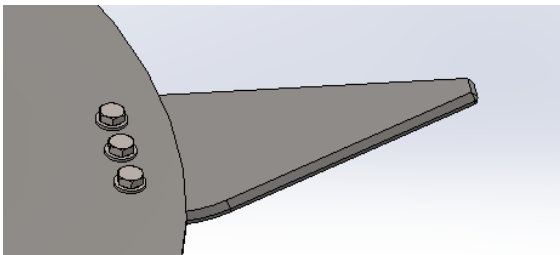


Figura 8.39: Vista superior assemblatge tallant

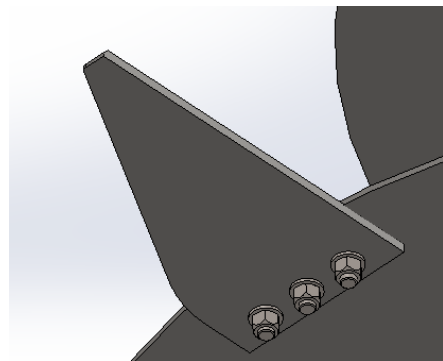


Figura 9.40: Vista inferior assemblatge tallant

8.4.2 UNIÓ DELS RODAMENTS AMB L'HÈLICE

La unió dels rodaments amb l'hèlice es faria col·locant el coixinet axial SKF 51214 en el forat que ens deixa la peça unió rodaments. Com es pot veure en la figura 8.43, el forat que ens deixa la peça té poca profunditat perquè no hi hagi contacte de la peça amb la pista superior, que seria la mòbil, i així no crear fricció. La peça surt una mica perquè es necessita que els cargols del rodament radial SKF UCF 212 penetrin suficientment a la peça i suportin tot l'esforç. Els forats exteriors són per unir, amb cargols i femelles, la peça amb el bol i que aquesta no giri.

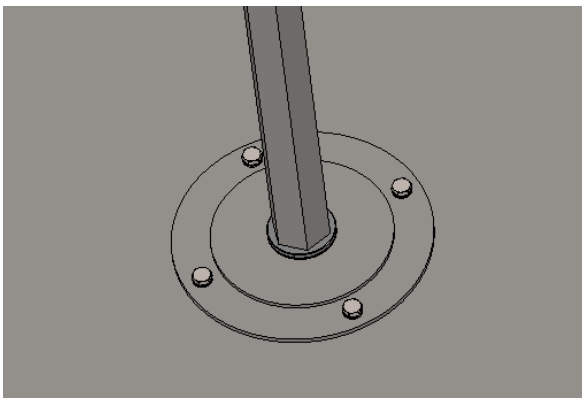


Figura 8.41: Vista superior assemblatge unió rodaments amb l'hèlice

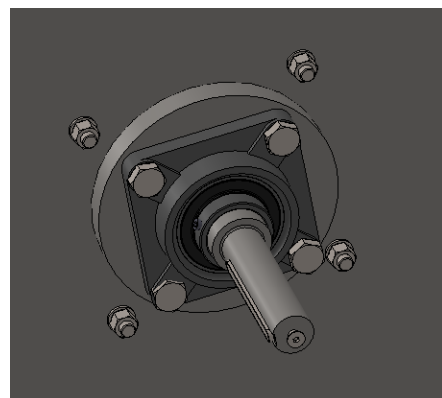


Figura 8.42: Vista inferior assemblatge unió rodaments amb l'hèlice

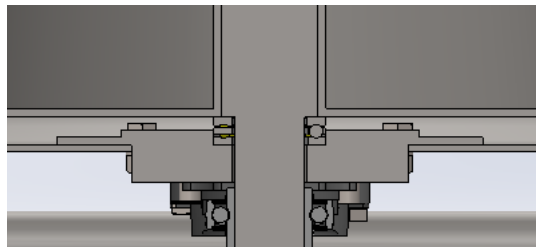


Figura 8.43: Vista seccionada assemblatge unió rodaments amb l'hèlice

8.4.3 UNIÓ BOL AMB EL XASSÍS

La unió del bol amb al xassís la farem amb cargols i femelles, hem optat per aquesta opció ja que ho hem vist en varis models de màquines semblants. Es col·locaran uns galgues extensiomètriques a la barra que ens permetran calcular el pes del menjar, relacionant els desplaçaments de la barra amb els kilograms de menjar.

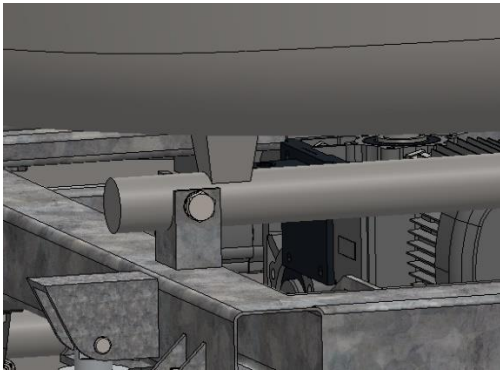


Figura 8.44: Vista davantera unió bol amb xassís

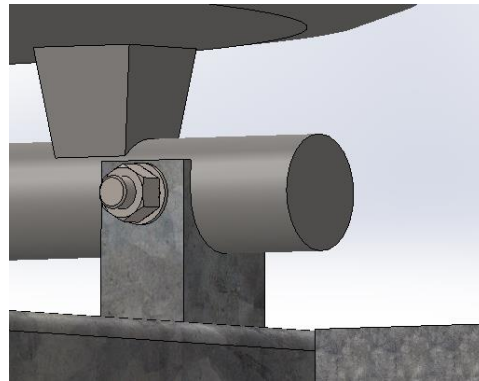


Figura 45: Vista darrera unió bol amb xassís

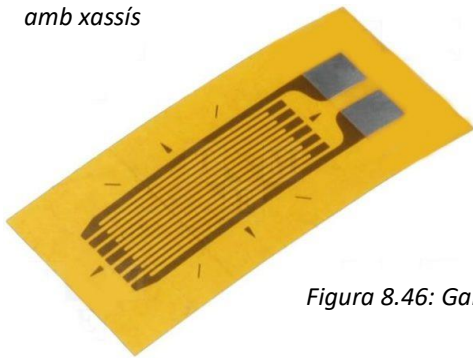


Figura 8.46: Galgues extensomètriques

8.4.4 UNIÓ BOL AMB ABOCADOR

La unió del bol amb l'abocador serà a partir d'una soldadura. Com es pot veure en les figures 8.47, 8.48 i 8.48 el bol no estarà ubicat completament al lateral, sinó que també en la planta. S'ha decidit fer-ho així per tal d'aconseguir que el menjar tingui més facilitat per trobar la sortida, l'abocador té una inclinació suficient perquè el menjar es buidi per la força de la gravetat sense cap impediment.

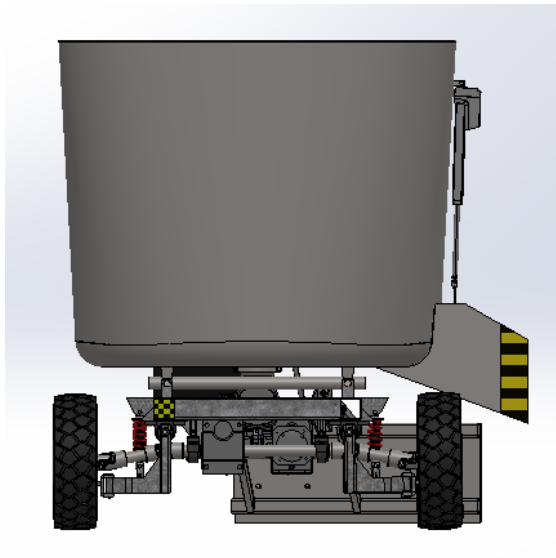


Figura 8.47: Vista darrera completa assemblatge

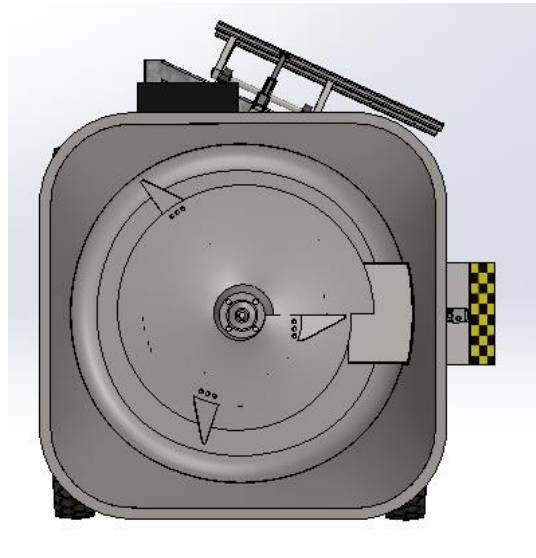


Figura 8.48: Vista superior completa assemblatge

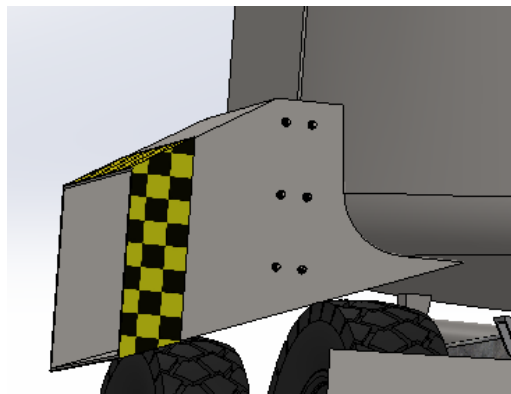


Figura 8.49: Vista lateral abocador i vol

8.4.5 MECANISME DE LA COMPORTA

La comporta tindrà dues posicions, com es pot veure en la figura 8.50 la comporta esta tancada i a partir d'un actuador lineal aconseguirà obrir-se o viceversa.

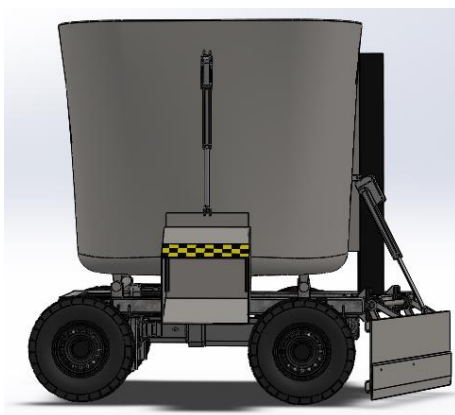


Figura 8.50: Vista lateral completa assemblatge, comporta tancada

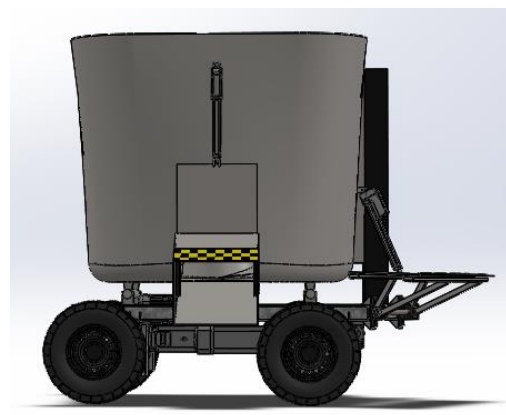


Figura 8.51: Vista lateral completa assemblatge, comporta obert

La comporta estarà sempre col·locada en el forat de l'abocador com es mostra en la figura 8.52 i anirà guiada per unes guies de tefló per tal de que hi hagi la mínima fricció possible entre els components, com s'il·lustra en la figura 8.53 aconseguint sempre el mateix moviment vertical i que no es desplaci.

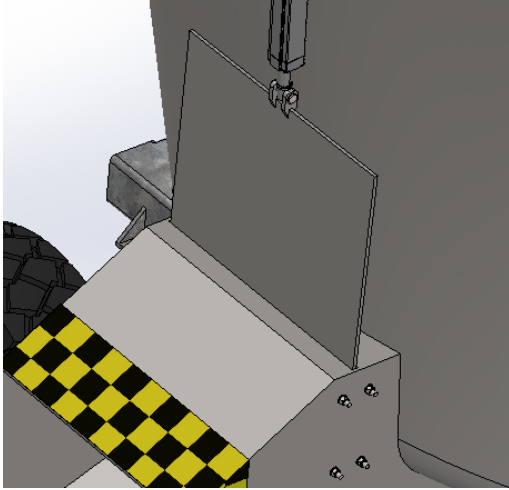


Figura 8.52: Vista superior comporta abocador

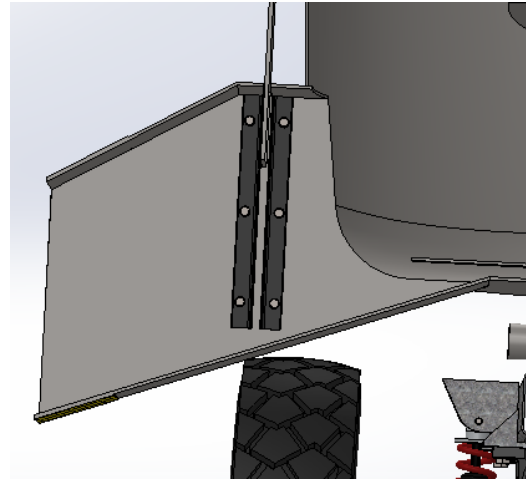


Figura 8.53: Vista secció de comporta abocador, guies interiors

8.4.6 UNIÓ RODAMENTS AMB EL XASSÍS

La unió dels rodaments els farem amb platines soldades al xassís reforçades amb dos nervis als laterals, per assegurar que no es trenquin. La unió del rodament amb el xassís serà a partir de cargols i femelles. Això en tots els rodaments SKF UCP 308 i els SKF UCP 212.

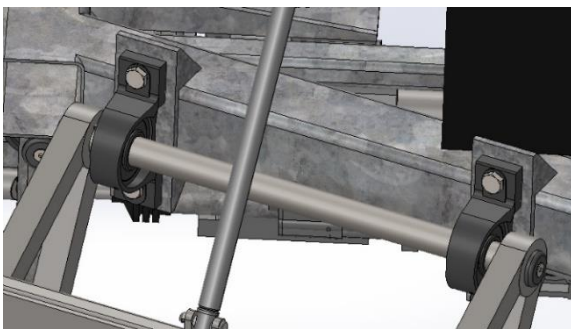


Figura 8.54: Vista davantera acoraments rodaments



Figura 8.55: Vista darrera acoraments rodaments

8.4.7 UNIÓ EIX AMB PEÇA D'UNIÓ XASSÍS AMB SUSPENSÍO

La unió entre l'eix i la peça serà a partir d'una xaveta col·locada a l'interior de la peça. La tapa de l'eix serveix per fixar l'eix i que no es pugui desplaçar, com es pot veure en la figura 8.56, a partir d'un cargol avellanat aconseguim unir-los.

En la figura 8.57 estan amagats la tapa i el cargol per veure la xaveta i el forat roscat. La figura 8.58 es una secció de la barra en la que podem veure les dues xavetes i els dos cargols penetrats a l'eix.

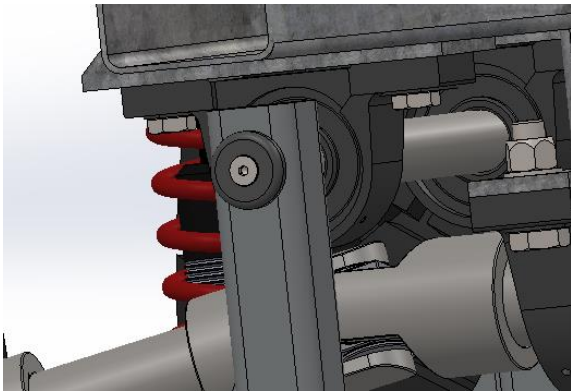


Figura 8.56: Vista tapa xaveta

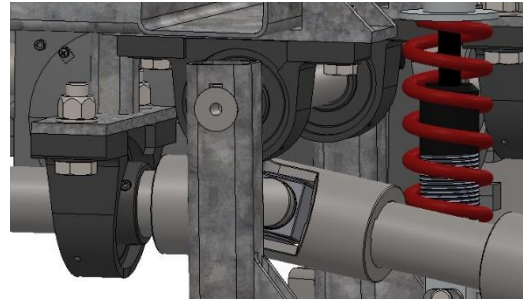


Figura 8.57: Vista tapa xaveta ocultant la tapa i cargol

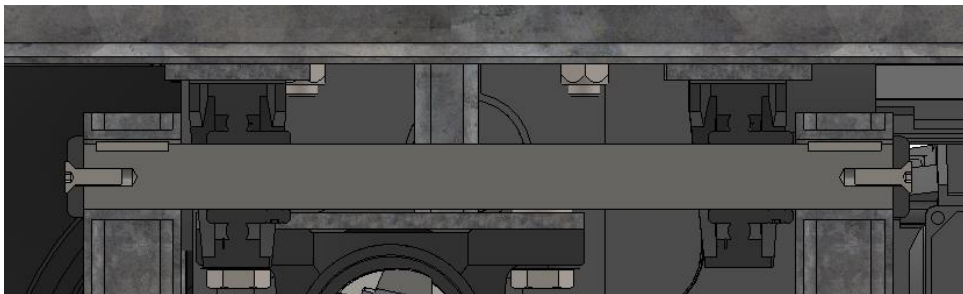


Figura 8.58: Secció eix (xassís-suspensió)

8.4.8 MECANISME PALA

La pala tindrà dues posicions, en la figura 8.59 la pala està en posició horitzontal, no acosta el menjar, a partir d'un actuador lineal s'aconsegueix baixar la pala. La figura 8.60 ens mostra la pala en posició de treball. La figura 8.61 es pot veure l'extra de la pala, i la seva unió a partir de cargols i femelles, com que serà de les parts que més es desgastaran es podrà canviar d'una manera simple i ràpida.

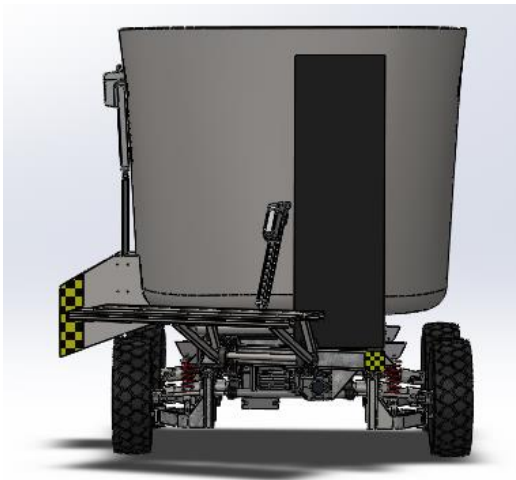


Figura 8.59: Vista completa pala aixecada

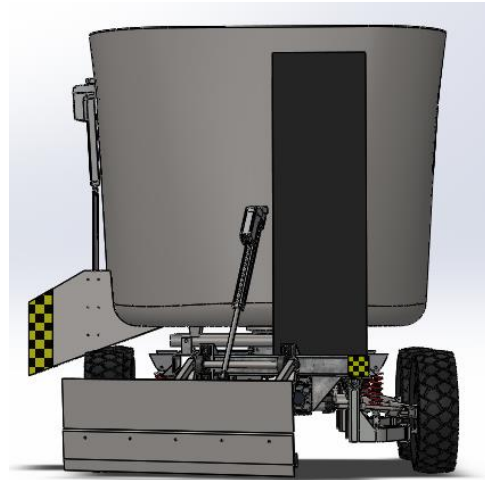


Figura 8.60: Vista completa pala baixada

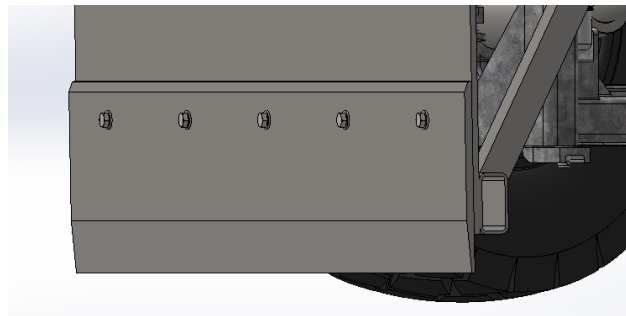
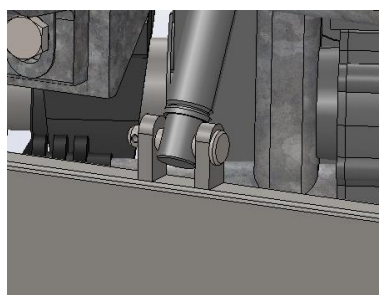
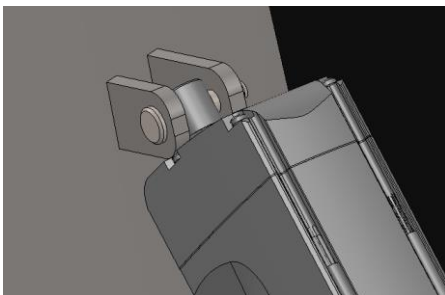


Figura 8.61: Vista unió extra pala amb pala

En les figures 8.62 es pot veure la unió a partir d'un passador de l'actuador amb el bol i amb la pala respectivament.



*Figures 8.62:
Vista ancoratge
actuador lineal
amb pala i bol*

8.4.9 MECANISME SUSPENSÍO

El mecanisme de la suspensió permet que la roda i el xassís pivotin. S'aconsegueix regular aquest moviment comprimint i descomprimint els amortidors, fent que la roda tingui un joc de pujar i baixar per estar en contacte amb el terreny, o sigui, aconseguint la millor tracció possible. En la figura 8.63 es pot veure com actua la suspensió en un terreny pla i en la figura 8.64 es pot veure com actua la suspensió i com pivota quan la roda de darrera està en un terreny més desfavorable.

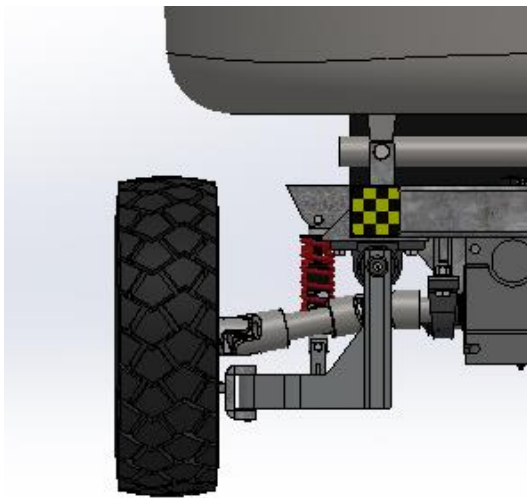


Figura 8.63: Vista darrera, suspensió sense actuar

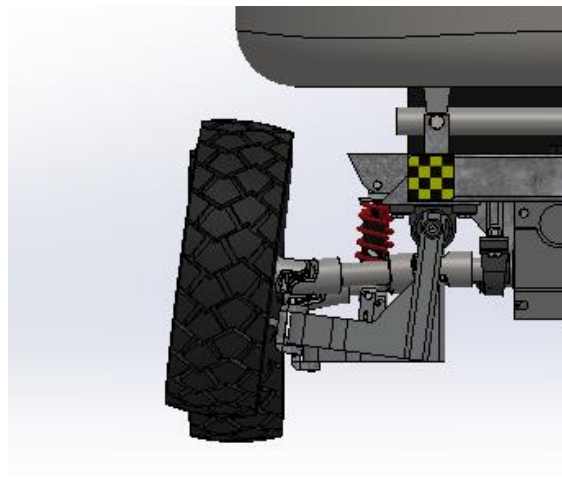


Figura 8.64: Vista darrera, suspensió actuant

En les figures 8.65 i 8.66 es pot veure la unió de la peça creada amb la roda. La figura 8.65 seria l'assemblatge de les rodes de darrera, com que no tindrien moviment aniria tot soldat. En canvi la figura 8.66, que és una secció del punt d'unió de la roda amb la peça d'unió xassís amb suspensió de les rodes de davant, al haver-hi la direcció han de pivotar respecte un punt, s'hi ha col·locat dos casquets de bronze, per aconseguir que pivotin amb més facilitat.

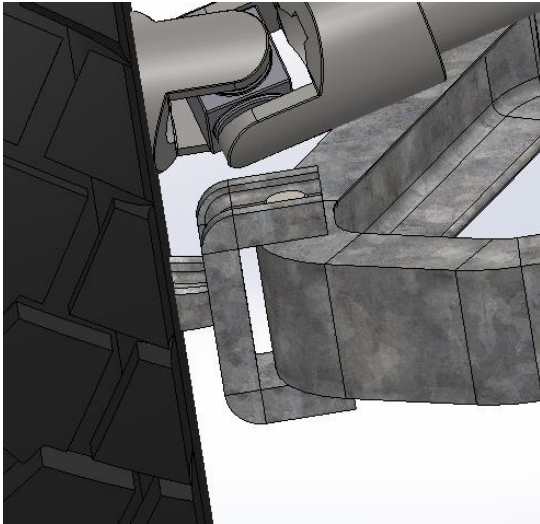


Figura 8.65: Vista unió suspensió roda de darrera

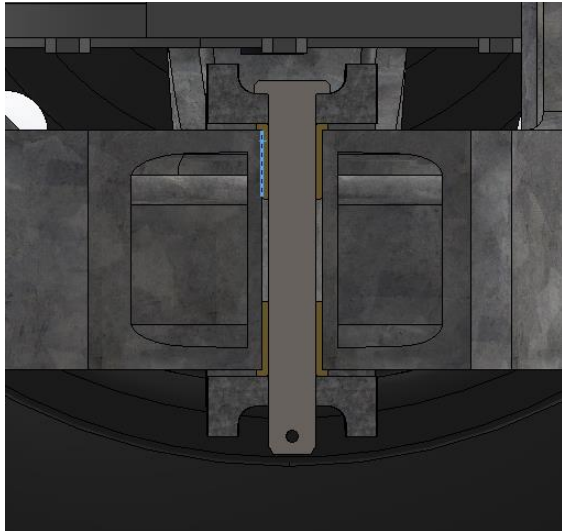


Figura 8.66: Secció del punt d'unió suspensió roda davantera

A continuació, les següents figures 8.67 i 8.68 ens mostren l'amortidor. Aquest anirà subjectat a una part mòbil, que és la peça d'unió xassís amb suspensió, i una part fixa. La suspensió actuarà en funció del terrenys. En les figures es pot veure que anirà unit a les peces a partir de passadors.

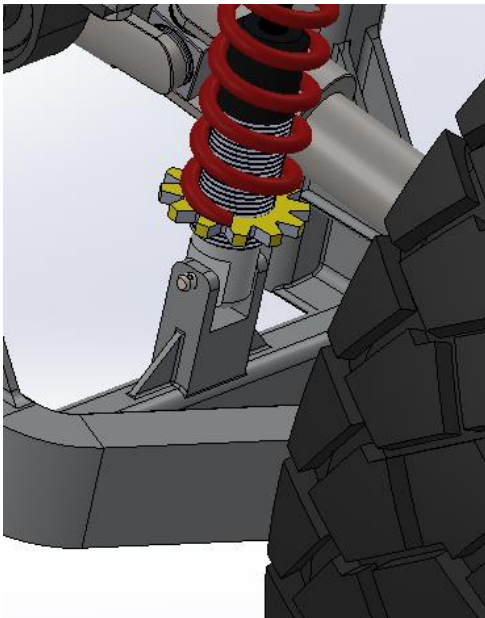


Figura 8.67: Vista unió suspensió xassís part inferior

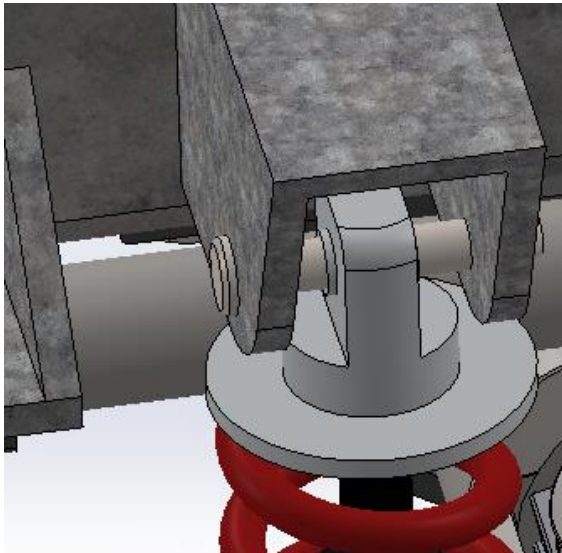


Figura 8.68: Vista unió suspensió xassís part superior

8.4.10 UNIÓ MOTORS

La unió dels motors amb el xassís serà a partir de cargols i femelles com es pot veure en les següents figures 8.69, 8.70, 8.71 i 8.72. En la figura 8.69 es pot veure la unió del motor de les rodes de davant amb el xassís, en la següent es veu el motor de les rodes de darrera, a continuació el de l'hèlice i per acabar el motor de la direcció.

Es pot observar que totes les xapes estan reforçades amb nervis en els exteriors perquè siguin més rígides i no pateixin alhora motors pesants.

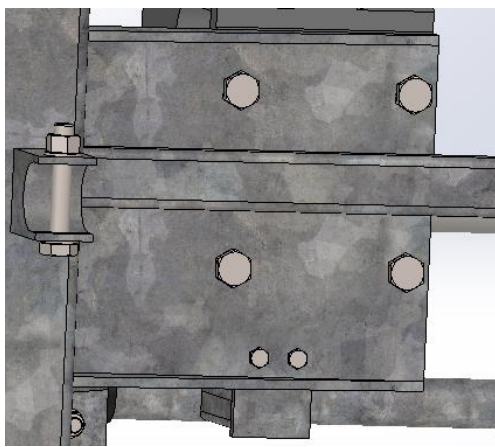


Figura 8.69: Vista unió xassís motor rodes davanter

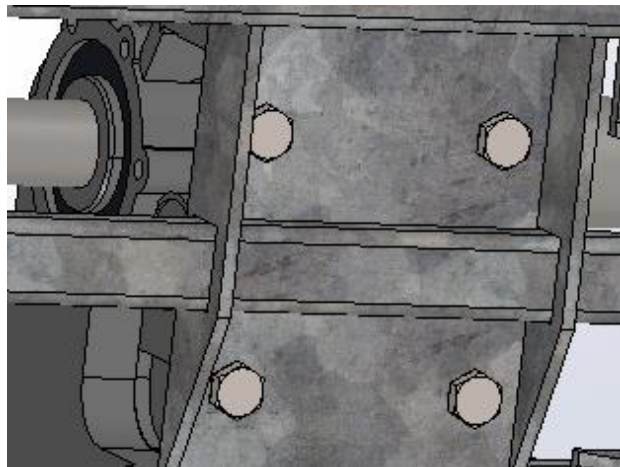


Figura 8.70: Vista unió xassís motor rodes darrera

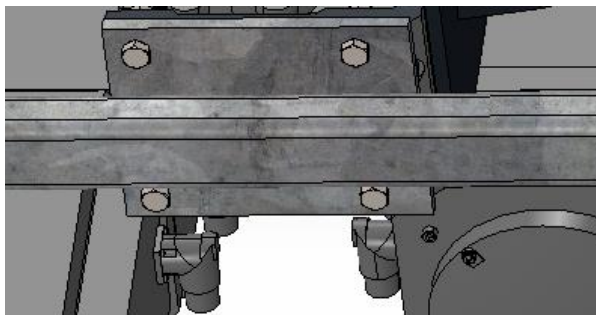


Figura 8.71: Vista unió xassís motor hèlice

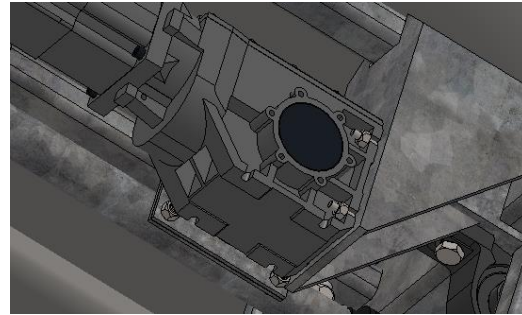


Figura 8.72: Vista unió xassís motor direcció

8.4.11 MECANISME RODES MOTRIUS

S'ha optat per un mecanisme de rodes molt senzill com un servo motor reductor, de la marca Lenze de 9,1 kW i amb un parell de 1633,2 Nm, que transmet tot el parell a un eix, a partir d'una xaveta, a les rodes. Al final de l'eix hi haurà dos rodaments radials, els SKF UCP 212, per suportar el pes de l'eix i alguna petita força. Al final de cada costat de l'eix s'hi col·locarà unes Cardan extensible de 60mm per tal que l'eix no pateixi esforços i permetrà que la roda pugui fer el moviment que li obliga la suspensió.

En la figura 8.73 podem veure una vista de la part inferior de la màquina, els motors de les rodes estan col·locats en la mateixa direcció que les rodes. No s'han col·locat al centre a causa de la seva gran longitud.

En la figura 8.74 es pot veure el motor, l'eix i les juntes Cardan extensibles de més a prop.

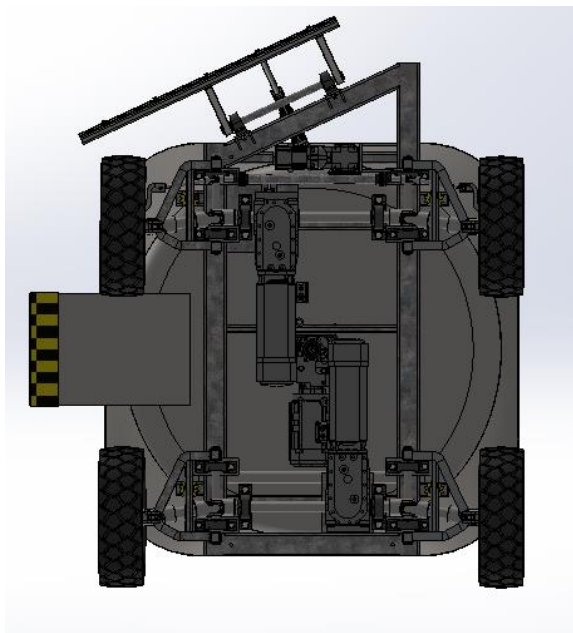


Figura 8.73: Vista inferior completa màquina

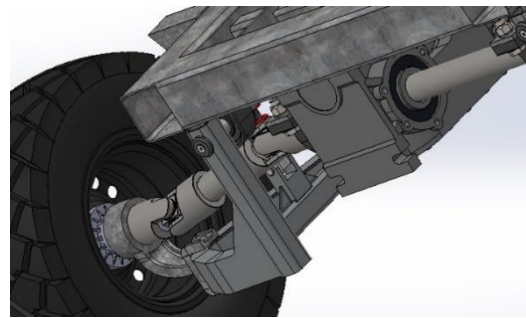


Figura 8.74: Vista motor rodes, eix i cardans

S'ha fet un estudi sobre la possibilitat de col·locar un diferencial, com en els cotxes, perquè a les corbes la roda exterior giri més ràpid que la interior però s'ha conclòs que el diferencial és només per a vehicles de gran velocitat, i al ser una màquina que arribarà només els 5km/h, i que la rodi interior patini una mica es troba irrellevant. Per això en la següent imatge es veu com el motor està connectat directament a l'eix motriu.

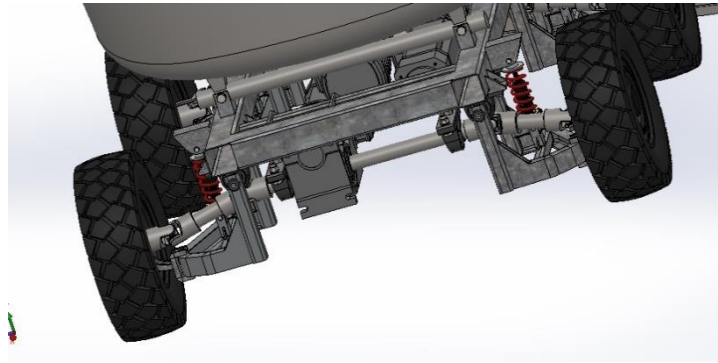


Figura 8.75: Vista completa transmissió motor a les rodes

8.4.12 MECANISME DIRECCIÓ

El mecanisme de la direcció és un simple pinyó cremallera, permet desplaçar l'eix cap a la dreta i l'esquerra, i aconseguir que les rodes puguin girar respecte el seu punt d'unió. La figura 8.76 és una vista inferior de la màquina, es pot veure per davant de l'eix motor l'eix de la direcció.

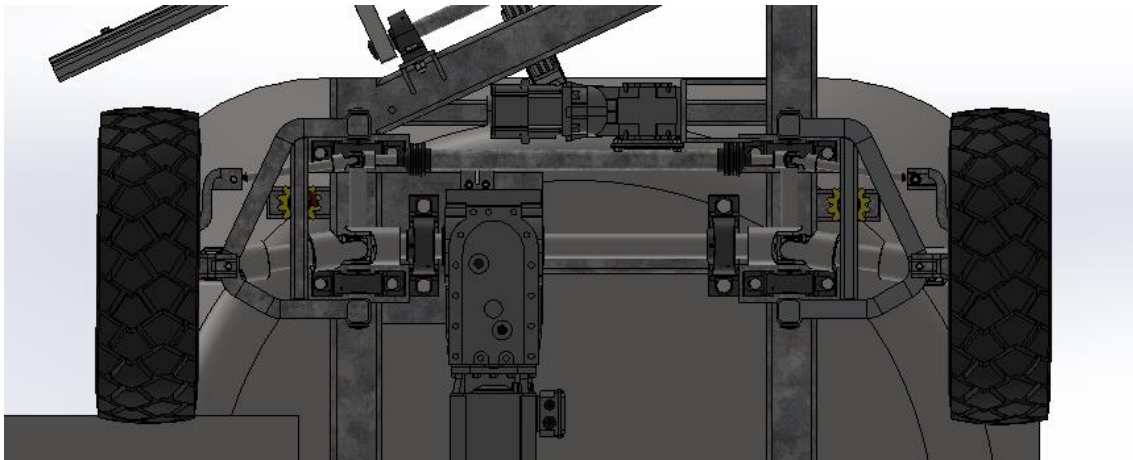


Figura 8.76: Vista inferior completa rodes davanteres

A l'extrem dels dos costats de l'eix es pot veure que hi ha dos cardans simples que permeten el moviment que li concedeix la suspensió. En els extrems de l'eix direcció de la roda s'hi col·locarà una ròtula ancorada a l'eix i un passador que l'unirà amb la roda. Aquesta ròtula transmetrà tota la força per aconseguir el moviment de la roda i poder canviar la trajectòria de la màquina.

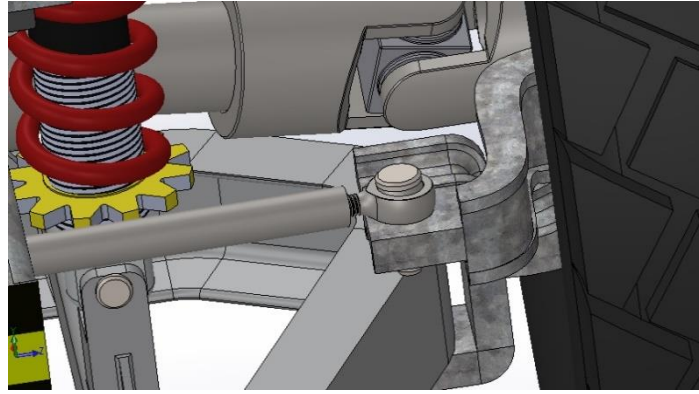


Figura 8.77: Vista unió eix direcció amb roda

Les figures 8.78 i 8.79 són una secció per veure amb més claredat el sistema de direcció. La primera mostra tot el sistema complet. Es van estudiar diverses opcions abans de decidir el sistema de direcció i vam tenir algunes dificultats.

De bon principi es van escollir dues opcions, una opció era el pinyó cremallera i l'altre era posar dos petits actuadors lineals un per cada roda. Es va optar per la primera opció perquè la segona podia presentar errades pel fet de que els actuadors lineals no fossin simultanis.

L'opció escollida ens va posar varis reptes, perquè al ser un eix que es desplaça i no gira no teníem cap tipus de rodaments on poder-lo subjectar, per això finalment s'ha optat per fer una part fixa i una part mòbil. La part fixa seria la cobertura de l'eix de la direcció on s'hi recolzarà la part mòbil, l'eix de la direcció. S'ha decidit col·locar dos fuelles palier per cobrir la sortida ja que aquesta zona estarà plena de greix (per disminuir el màxim possible la fricció).

En la figura 8.78 es pot veure tot el conjunt de l'assemblatge. En la figura 8.79 s'oculten els dos fuelles paliers i la cobertura de l'eix, per tal de poder veure amb més claredat el l'engranatge i la cremallera. També es pot veure en les figures la cobertura de l'engranatge tancat perquè el greix no s'escapi.

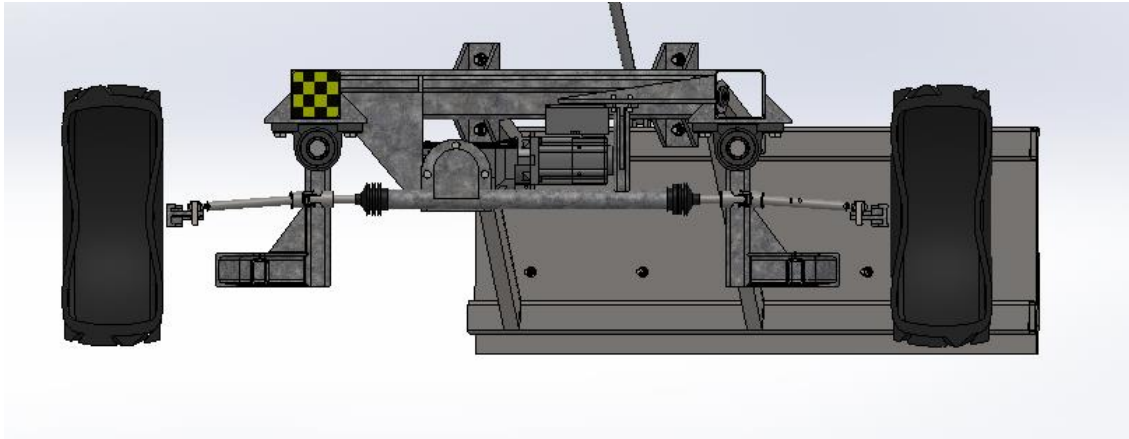


Figura 8.78: Secció per tenir visió amb claredat de la direcció

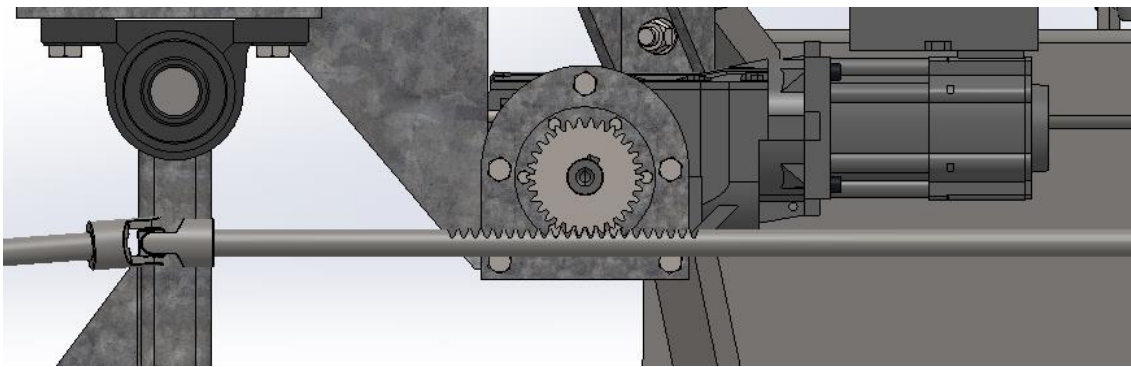


Figura 8.79: Secció per tenir visió amb claredat de la direcció ocultant fuelle palier i cobertura de l'eix

En les figures 8.80 i 8.81 es pot veure la màquina per sota, quan la direcció actua girant cap a la dreta o cap a l'esquerra. Amb aquest moviment s'aconsegueix fer tots els girs i maniobres necessàries.

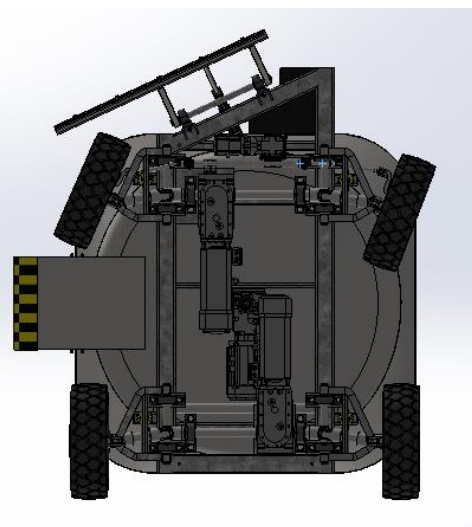


Figura 8.80: Màquina girant a l'esquerra

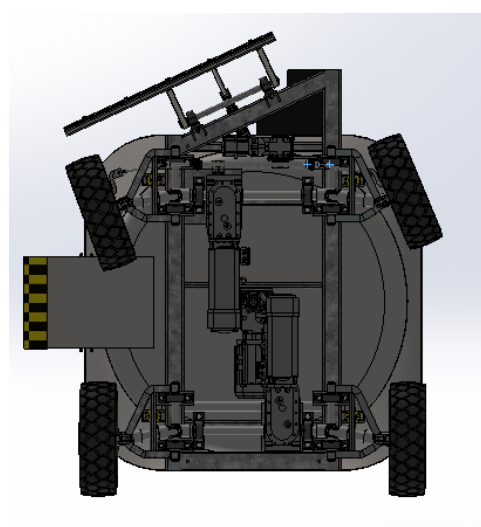


Figura 8.81: Màquina girant a la dreta

8.5 SOLUCIÓ FINAL

Un cop explicats tots els elements, mecanismes i funcionaments de la màquina. Es pot observar algun renderitzat de la màquina al complet. A l'Annex 13 es poden veure més renderitzats i amb més detall.



Figura 8.83: Imatge de la màquina en una granja



Figura 8.82: Renderitzat

Cal afegir que la màquina portarà incorporats molts sensors. Quan els sensors detectin un obstacle, al seu voltant, aquesta s'aturarà. A més si l'obstacle està quiet una estona la màquina serà capaç d'esquivar l'obstacle o si cal recular per tornar a reconduir-se.

Si la màquina surt de la zona de circulació aquesta s'aturarà automàticament i s'avisarà al propietari.

Així com tot el disseny electrònic, els elements electrònics i tot el programa de la màquina queda subcontractada a una empresa.

9. PRESSUPOST

La part del pressupost es desglossa en diferents apartats:

Primer de tot tenim el pressupost del total de les peces comercials.

ELEMENTS COMARCIALS	QUANTITAT	PREU UNITARI	PREU TOTAL €
Elements d'unió	1	214	214
Ròtula M12	2	9,13	18,26
UCP 308	10	34,81	348,1
UCP212	4	25,66	102,64
UCF 213	1	45,25	45,25
SKF51214	1	53,58	53,58
Valona de bronze 16 mm	4	1,6	6,4
Suspensió	4	582	2328
Actuador lineal Thompson HD12B017-0100CNO1EES	2	423	846
Lenze g500-B2700_MCS_14P26	2	3886	7772
Lenze g500-B600_m240-P132M4	1	2110	2110
Lenze g500-B240_MCS_06C41	1	487	487
Conjunt rodes	4	721	2884
Fuelle palier 50x22,5	2	4,26	8,52
Juntes Cardan extensible 60mm	4	200	800
Juntes Cardan simples 22,5 mm	2	80	160
TOTAL ELEMENTS COMERCIALS			18183,75 €

A continuació s'han demanat oferta a diferents proveïdors, s'ha enviat un arxiu IGES al làser i plànols al mecanitzador.

PECES A FABRICAR	QUANTITAT	PREU UNITARI	PREU TOTAL €
Bol	1	3680	3680
Abocador	1	395	395
Comporta	1	86	86
Hèlice	1	911	911
Tallants	3	183	549
Tapa hèlice	1	148	148
Eix hèlice	1	868	868
Unió rodaments amb l'hèlice	1	172	172
Xassís	1	650	650
Eix (xassís-suspensió)	4	83	332
Eix (xassís-pala)	1	132	132
Peça unió xassís amb suspensió dreta	2	430	860
Peça unió xassís amb suspensió esquerra	2	430	860
Pala	1	427	427
Extra pala	1	462	462
Tapa eix	11	37	407
Eix motor	2	448	896
Coberta eix direcció	1	315	315
Eix direcció	1	386	386
Eix direcció part final	2	144	288
Tapa motor direcció	1	133	133
		TOTAL ELEMENTS MECANITZATS	12957 €

Tot seguit tenim una taula on es troba el preu total de tots els elements de la màquina, sense comptar el preu de la bateria.

	PREU TOTAL €
Elements comercials	18183,75
Elements mecanitzats	12957
TOTAL ELEMENTS MECÀNICS	31140,75 €

Com s'ha comentat en l'apartat 7.2.4, la bateria es compra a l'empresa Wattius, en aquest preu hi inclou la bateria de Liti-ió de 67 kW, l'inversor, el sistema de càrrega i el sistema de gestió d'aquestes operacions.

WATTIUS	PREU TOTAL €
Bateria, inversor, carregador	51843,34€

Es pot veure que el preu de la bateria té un valor molt elevat, per tant tindrà una gran rellevància en el preu final de la màquina.

Tot seguit, es mostra el pressupost de les empreses subcontractades, l'empresa que durà a terme tota la part electrònica i una segona que s'encarregarà de fer tot el muntatge de la nostra màquina.

SUBCONTRATACIÓ DE SERVEIS	PREU TOTAL €
Disseny i instal·lació elèctrica més el components	14500
Muntatge	2100
TOTAL SUBCONTRATACIONS	16600 €

Tot seguit, es mostra el preu del marcatge CE de les nostres màquines, aquest marcatge té un gran cost degut a la gran quantitat d'assajos, la valoració dels riscos i la comptabilitat electromagnètica.

NORMATIVA	PREU TOTAL €
Marcatge CE	20000 €

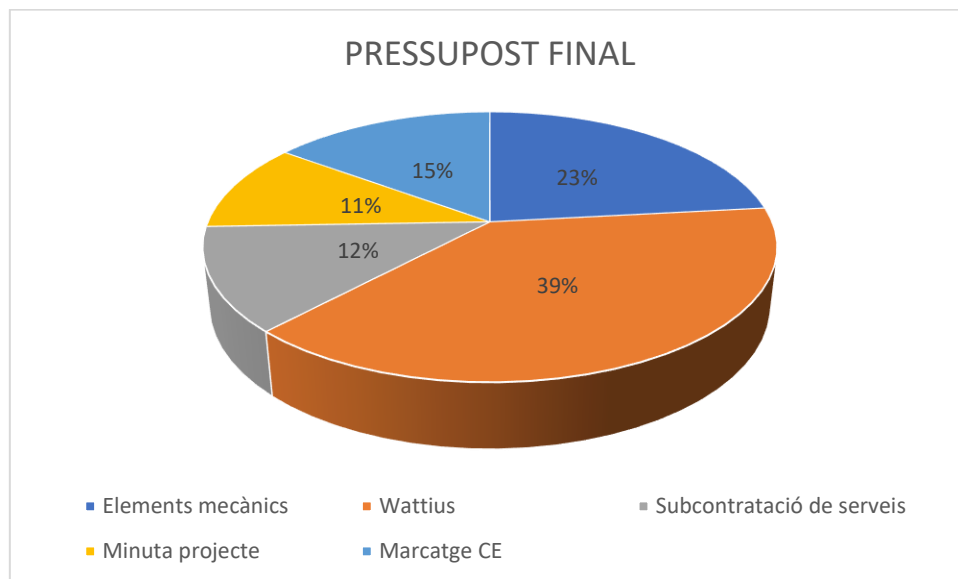
A continuació veiem la minuta del desenvolupament del projecte. L'apartat de memòria, no es realitzaria en un projecte convencional, les hores que hi destino podrien aproximar-se a les hores que es destinarien a fer el manual d'instruccions.

MINUTA DEL DESENVOLUPAMENT DEL PROJECTE							
Feines realitzades		Temps subfeines hores	Duració dies	Duració setmanes	Material	Cost personal	Cost subfeina
Fase	Feines						
Gestió del projecte	Planificació	15	7	2		675	675
	Supervisió del projecte	12					
Estudi de mercat	Estudi de la competència	14	11	3		925	925
	Característiques del producte	23					
Normatives i patents	Buscada de Normatives	19	8	2		1000	1000
	Anàlisi de la Normativa	21					
Anàlisi de la solució	Anàlisi sistemes mecànics	26	18	5		2900	2900
	Dimensionament i càlcul de components dinàmics	54					
	Anàlisi i dimensionament de components estructurals	36					
Disseny	Disseny en CAD	96	17	4	2000	3050	5050
Industrial	Elaboració pressupost	48	12	3		950	950
	Anàlisi de la inversió per al client	16					
Memòria	Redacció de la memòria	90	12	3	50	2650	2700
	Revisió de la memòria	16					
					TOTAL	12150 €	14200 €

Finalment podem fer el pressupost final, que serà la suma de tots els pressupostos comentats anteriorment multiplicats per 1,25 per tenir un marge.

PRESSUPOST TOTAL	PREU €
Elements mecànics	31140,75
Wattius	51843,34
Subcontractació de serveis	16600
Marcatge CE	20000
Minuta projecte	14200
Preu	133784,09 €
PREU FINAL	167230,11 €

Per acabar realitzem un diagrama circular per veure la rellevància de cada una de les parts en el pressupost final de la màquina.



D'aquesta gràfica podem extreure que la bateria representa el 39% del total del cost de la màquina, això provoca una gran repercussió en el cost final de la màquina. En segona posició hi trobem els elements mecànics de la màquina. Tot seguit, el marcatge CE, després la subcontractació de les empreses, i en menor rellevància és la minuta del projecte.

10. ANALISI DE LA INVERSIÓ PER AL CLIENT

Una vegada tenint el cost final de la màquina dissenyada, volem fer un anàlisi de la inversió.

En la següent taula es pot observar el preu desglossat de l'automatització completa d'un sistema de alimentació per bestiar boví.

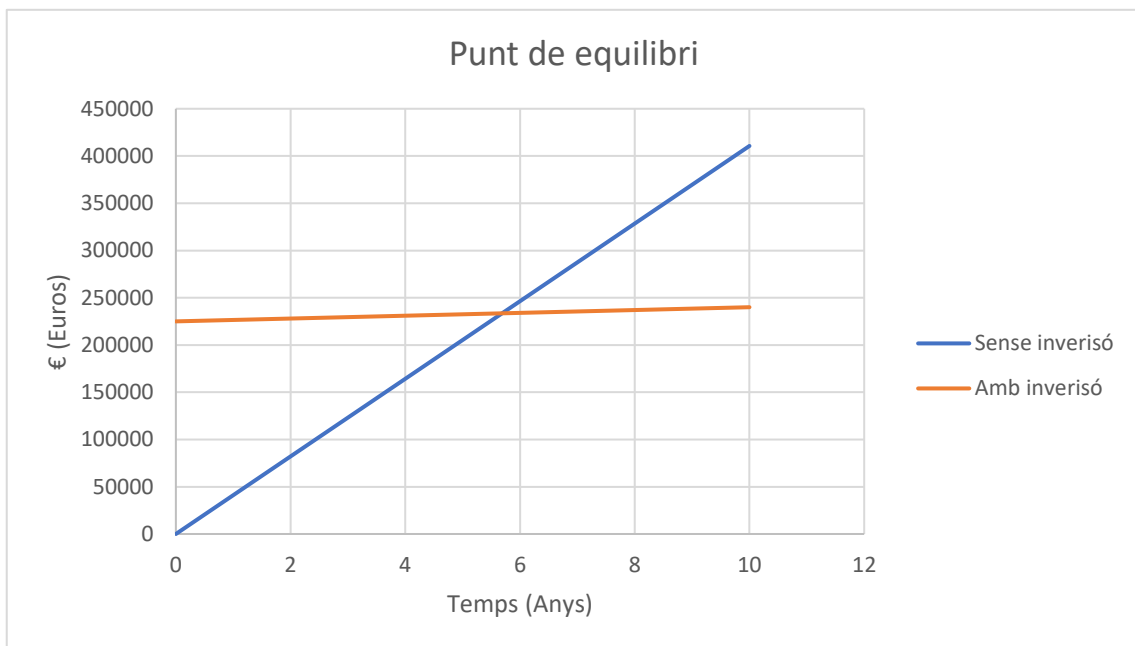
Primer es veu el preu final de la màquina dissenyada, tot segut una estima del preu de la segona màquina. A continuació, el cost anual per mantenir el correcte funcionament del conjunt de les màquines. Després les hores diàries que s'estalviaria diàriament i anualment. Tot seguit detallo el preu que hauria de pagar a un operari que vingués amb el seu tractor i les seves màquines per fer aquesta tasca. Per acabar ens mostra la taxa d'interès real.

Preu màquina dissenyada	170000 €
Preu màquina buidar	55000 €
Cost fix anual	1500 €
Hores estalvi diari	2,5 h
Hores estalvi anual	912,5 h
Preu hora	42 €/h
Taxa d'interès real	5 %

A continuació s'ha realitzat un estudi d'inversió amb un horitzó de 10 anys. I com a resultats ens mostra la dimensió de la inversió, el període de retorn, el VAN (Valor Actualitzat Net) i el TIR (Taxa Interna de Retorn).

	HORITZÓ				
	0	1	2	3	4
Inversió	225000	0	0	0	0
Cost fix	0	1500	1500	1500	1500
Total pagaments	225000	1500	1500	1500	1500
Estalvi	0	41062,5	41062,5	41062,5	41062,5
Total estalvi	0	41062,5	41062,5	41062,5	41062,5
Moviment de fons	-225000	39562,5	39562,5	39562,5	39562,5
Moviment de fons acumulat	-225000	-185437,5	-145875	-106312,5	-66750

HORIZONTE					
5	6	7	8	9	10
0	0	0	0	0	0
1500	1500	1500	1500	1500	1500
1500	1500	1500	1500	1500	1500
41062,5	41062,5	41062,5	41062,5	41062,5	41062,5
41062,5	41062,5	41062,5	41062,5	41062,5	41062,5
39562,5	39562,5	39562,5	39562,5	39562,5	39562,5
-27187,5	12375	51937,5	91500	131062,5	170625



Dimensió de la inversió	225000 €
Període de retorn	5-6 anys
VAN	80490 €
TIR	11,8%

Després de realitzar aquest anàlisi es pot observar que la inversió total és de 225.000€, com es mostra a la taula i a la gràfica es té un període de retorn de 5-6 anys. Un VAN al cap de 10 anys de 80.490€ i un TIR de 11,8 %.

Aquests resultats ens mostren que és possible fer aquesta inversió, tot i ser una màquina fabricada per un client exclusivament té un preu semblant a les del mercat, aquesta màquina es pot adaptar a gran quantitat de granges, s'aconseguiria disminuir costos i podria arribar a tenir un preu més baix que els models de la competència.

Per fer una inversió d'aquestes dimensions el període de retorn molt curt i un valor actualitzat net de més de 80.000€. La taxa interna de retorn té un valor de 11,8%, aquesta és més que el doble de la taxa d'interès real, això ens indica que es pot invertir en aquest projecte, no s'invertiria si el TIR és menor o igual que la taxa d'interès real, que ens indicaria que hi hauria pèrdues.

11. CONCLUSIONS

En començar aquest projecte de fi de grau es van plantejar diferents objectius que dia a dia s'han anat aconseguint. Tots aquests objectius i metes proposats han permès aconseguir el disseny d'aquesta primera màquina del sistema d'automatització complert. A partir de moltes hores de dedicació s'ha aconseguit fer la màquina el més acord amb els problemes del client.

S'ha aconseguit un disseny fabricable, de fàcil manteniment, funcional, poc intrusiu, segur entre d'altres aspectes. La màquina té una estructura resistent a les sol·licitacions tal i com s'ha vist en l'anàlisi. La inversió és rentable i atractiva pel pagès, aconseguint estalviar aquesta feina diària a primeres hores del matí.

Tot i ser usuari de maquinaria agrícola al realitzar el treball he pogut conèixer un munt de maquinaria que desconeixia. És per això que tot i conèixer el context, produir aquesta màquina ha estat tot un repte en l'àmbit industrial: tenir en compte la normativa, la funcionalitat, la maniobrabilitat, la seguretat... Combinar tots aquests elements per aconseguir un producte més funcional, i poder competir amb el mercat actual ha estat tot un repte.

Finalment comentar que m'agradaria realitzar la automatització completa de tot el procés. A part, també m'agradaria realitzar també tota la part electrònica jo mateix, per tal de poder investigar i conèixer més en aquest àmbit.

12. BIBLIOGRAFIA

123Rodamientos. [en línia]. [Consulta: 17/05/2019]. Disponible en:

www.123rodamiento.es/

Autodoc. *RIDEX Fuelle, árbol de transmisión* [en línia]. [Consulta: 17/05/2019].

Disponible en: <https://www.autodoc.es/ridex/8153207>

Compar.Compar *Maquinaria agrícola y zootécnica* [en línia]. [Consulta: 17/01/2019].

Disponible en: <http://www.comparagri.com>

DirectIndustry.[en línia]. [Consulta: 19/05/2019]. Disponible en:

<http://www.directindustry.es>

GEA. *GEA engineering for a better world*. [en línia]. [Consulta:28/01/2019]. Disponible

en: <https://www.gea.com/es/index.jsp>

Gobierno de España (2006). *Directiva 2006/42/CE*. [Consulta:4/02/2019]. Disponible en:

http://www.f2i2.net/legislacionseguridadindustrial/Si_Ambito.aspx?id_am=11051

Larbru,N. (1989). *Máquinas Prontuario. Técnicas, máquinas, herramientas*. Editorial Paraninfo.

Lenze. [en línia]. [Consulta: 14/05/2019]. Disponible en: [https://www.lenze.com/es-](https://www.lenze.com/es-es/Lenze)

[es/Lenze](https://www.lenze.com/es-es/Lenze)

Luque,P., Álvarez,D. i Vera,C.. (2004). *Ingeniería del Automóvil. Sistemas y Comportamientos Dinámico*. Editorial Thomson.

Pedders. *Pedders Suspension and Breaks* [en línia]. [Consulta:15/05/2019]. Disponible

en: <https://www.pedders.com.au>

Preciado, C. I. Moral, F.. (2004). *Normalización del dibujo técnico*. San Sebastian: Editorial Donostiara

SKF. *Svenska Kullagerfabriken* [en línia]. [Consulta: 15/05/2019]. Disponible en:
<https://www.skf.com/es/index.html>

Thompson. *Thompson linear motor* [en línia]. [Consulta: 14/05/2019]. Disponible en:
<https://www.thomsonlinear.com/en/index>

Trioliet. *Trioliet feeding Technology*. [en línia]. [Consulta: 23/01/2019]. Disponible en:
<https://www.trioliet.es>



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA
BARCELONATECH
Escola d'Enginyeria de Barcelona Est

TREBALL FI DE GRAU

Grau en Enginyeria Mecànica

**DISSENY I ESTUDI DE VIABILITAT ECONÒMICA D'UNA
MÀQUINA DESTINADA A ALIMENTAR BESTIAR BOVÍ
D'UNA GRANJA**



Volum II

Plànols

Autor:	Eudald Nogareda Xarles
Director:	Arnau Velasco Ayguasanosa
Departament	EM
Convocatòria:	2 de Juny de 2019

ÍNDEX

Plànol 1: Eix hèlice

Plànol 2: Unió rodaments

Plànol 3: Eix (xassís-suspensió)

Plànol 4: Eix (xassís-pala)

Plànol 5: Extra pala

Plànol 6: Tapa eix

Plànol 7: Eix motor

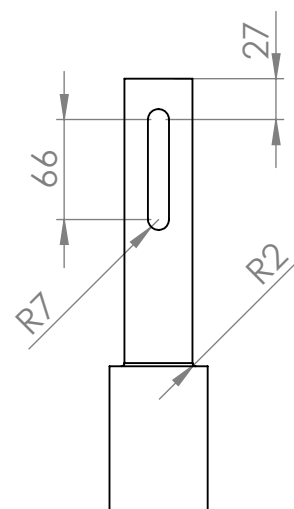
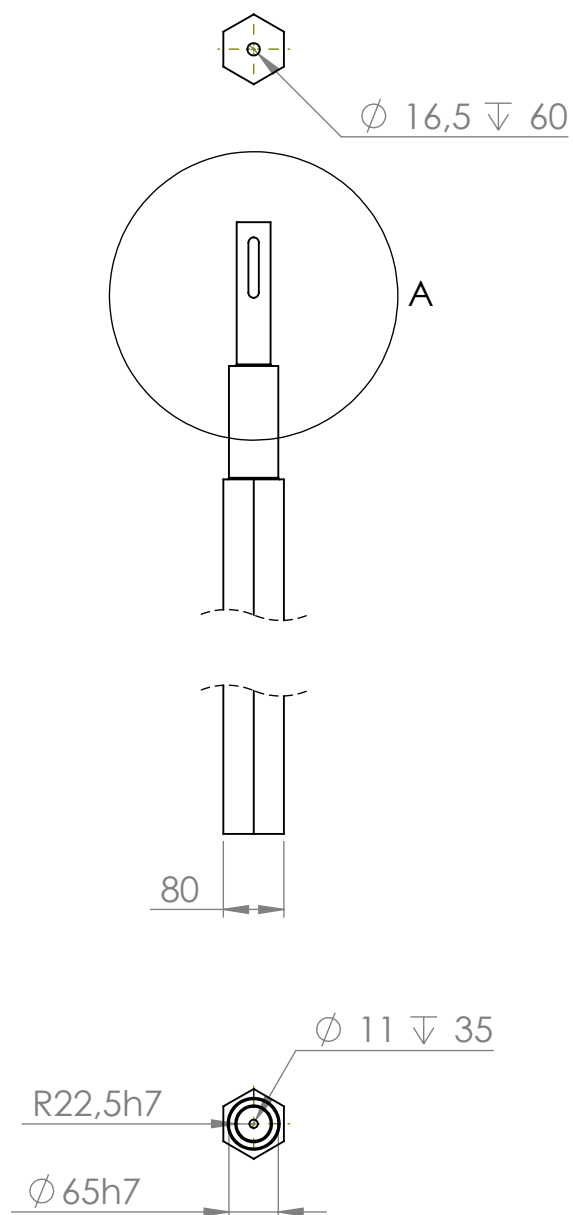
Plànol 8: Eix direcció

Plànol 9: Eix direcció part final

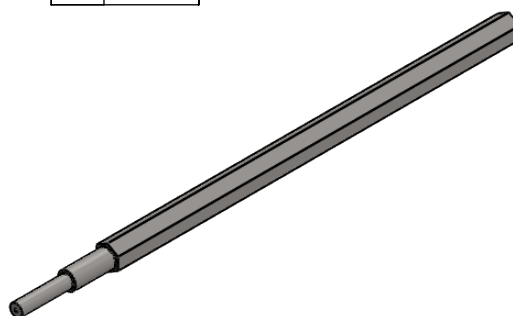
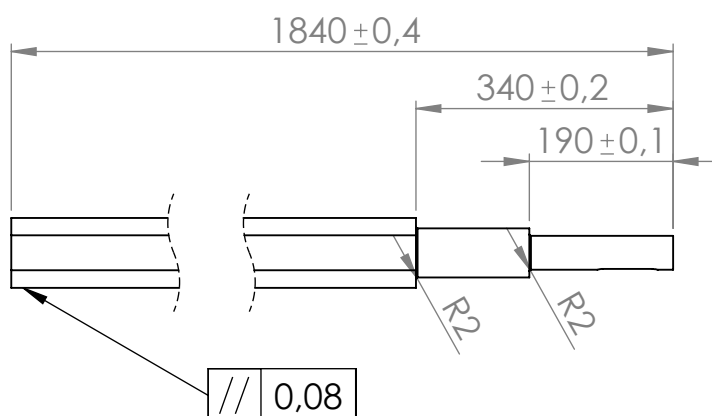
Plànol 10: Tapa hèlice


Plànol 11: Xassís

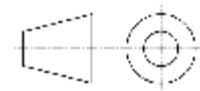
Plànol 12: Assemblatge explosionat

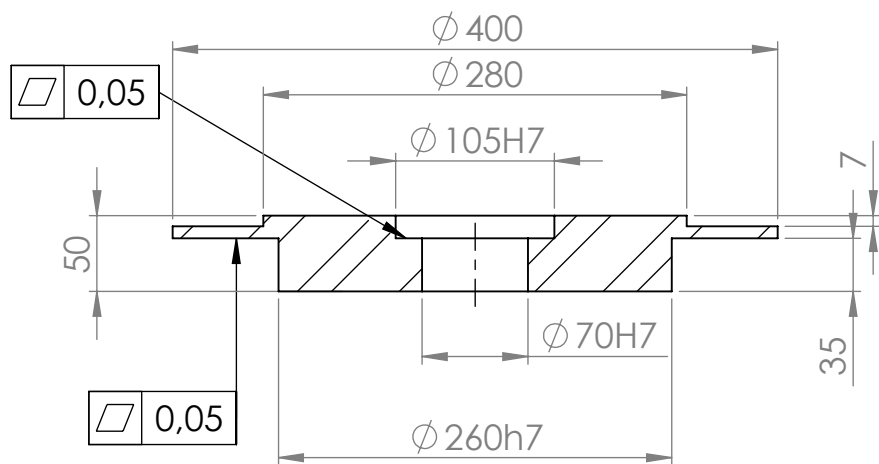


DETALLE A
ESCALA 1 : 5

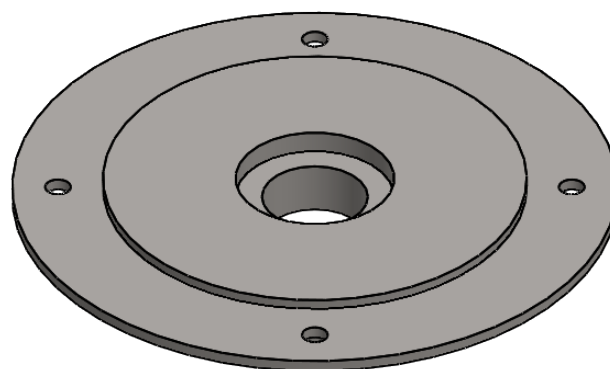
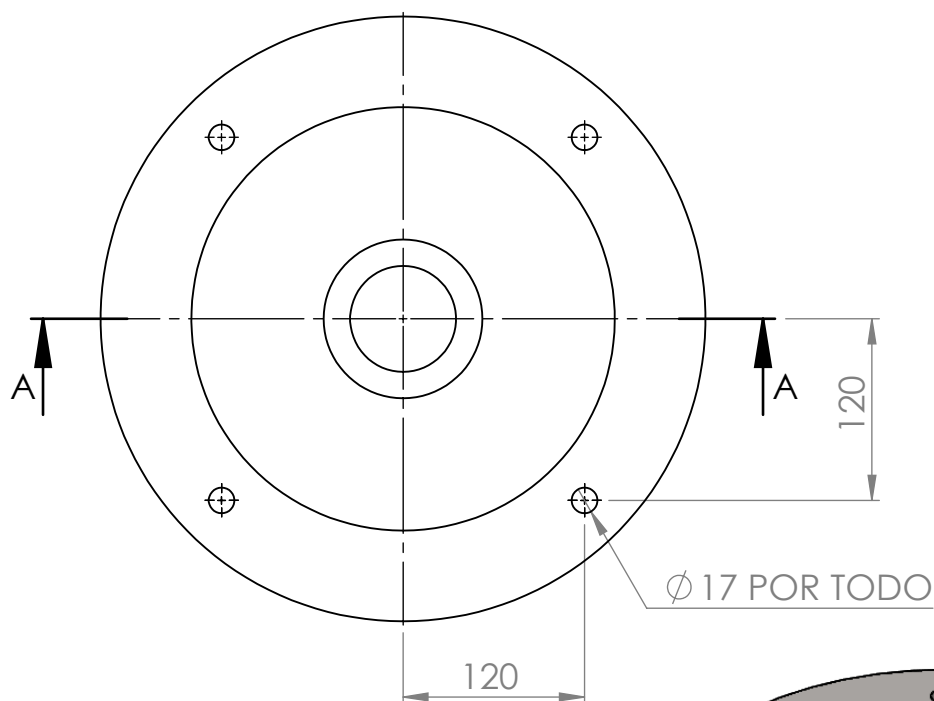


REF	DATA	NOM PLA	TÍTOL PROJECTE
1	30/05/2019	EIX HÈLICE	Disseny i estudi de viabilitat econòmica d'una màquina destinada a alimentar bestiar boví d'una granja
	DIBUIXAT Eudald Nogareda	ESCALA DE HOJA 1:10	Tolerancias dimensionales y geométricas generales segun DIN 7168-M y DIN 7168. Rugosidad mínima general: Ra=6.3
	COMPROVAT Arnau Velasco	MATERIAL ACER ANSI 1020	ACABAT RECTIFICAT

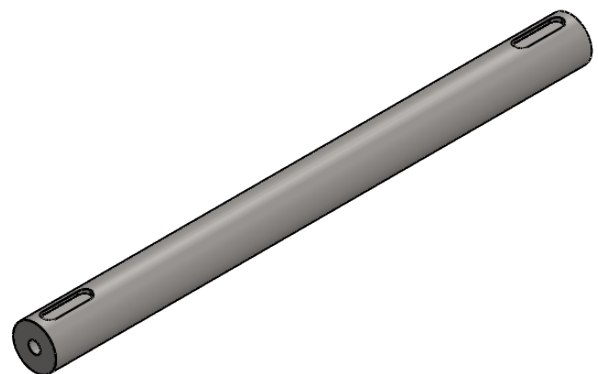
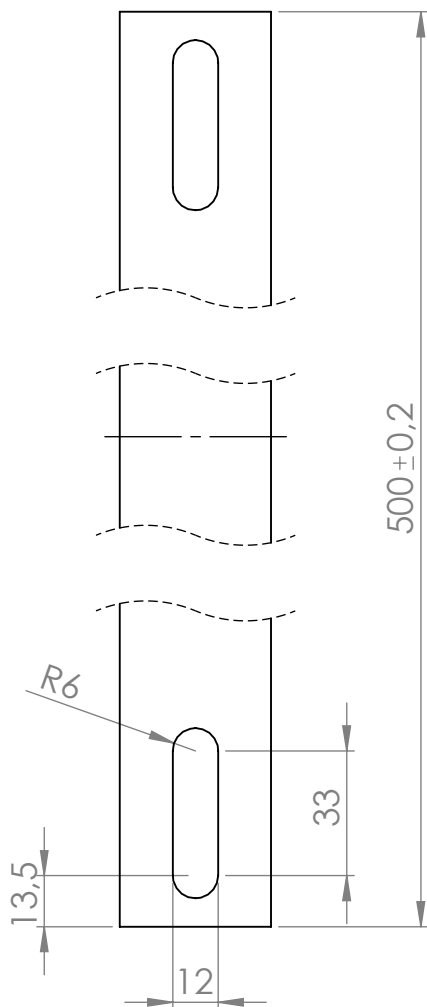
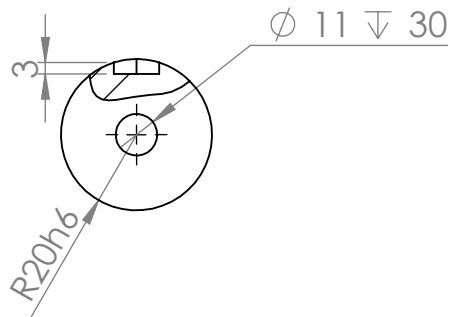






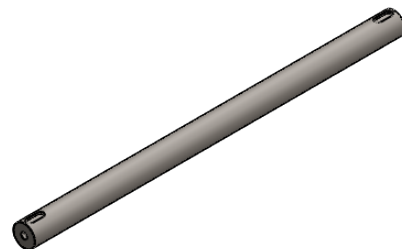
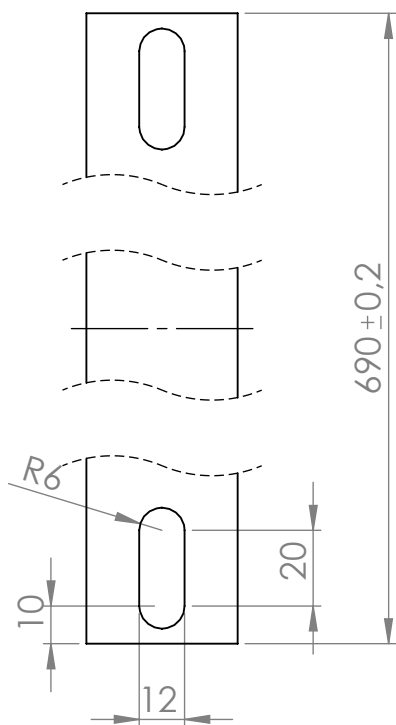
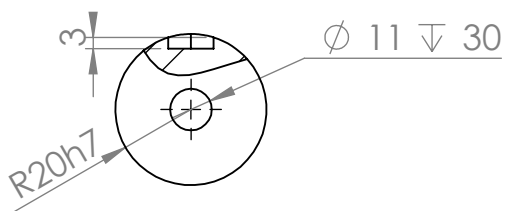
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 5





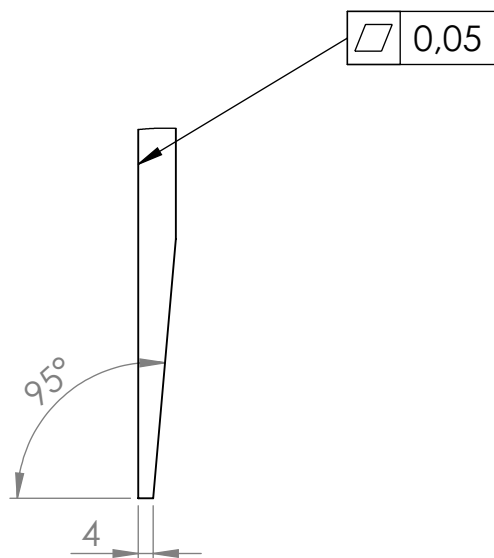
REF	DATA	NOM PLA	TÍTOL PROJECTE
2	30/05/2019	UNIÓ RODAMENTS	Disseny i estudi de viabilitat econòmica d'una màquina destinada a alimentar bestiar boví d'una granja
	DIBUIXAT Eudald Nogareda	ESCALA DE HOJA 1:5	Tolerancias dimensionales y geométricas generales segun DIN 7168-M y DIN 7168. Rugosidad mínima general: Ra=6.3
	COMPROVAT Arnau Velasco	MATERIAL ACER 304	ACABAT 



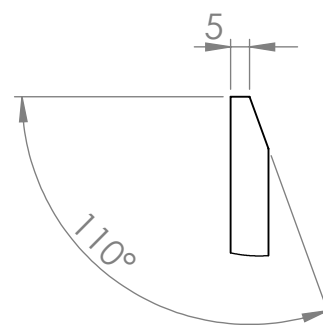
REF	DATA	NOM PLA	TÍTOL PROJECTE
3	30/05/2019	EIX (XASSÍS-SUSPENSIÓ)	Disseny i estudi de viabilitat econòmica d'una màquina destinada a alimentar bestiar boví d'una granja
	DIBUIXAT Eudald Nogareda	ESCALA DE HOJA 1:2	Tolerancias dimensionales y geométricas generales segun DIN 7168-M y DIN 7168. Rugosidad mínima general: Ra=6.3
	COMPROVAT Arnau Velasco	MATERIAL ACER ANSI 1020	ACABAT RECTIFICAT
			



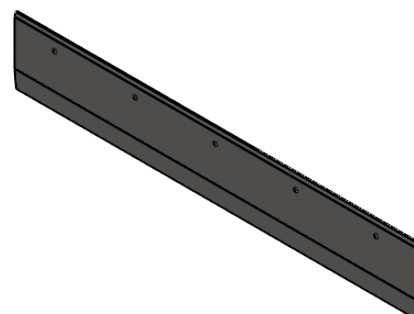
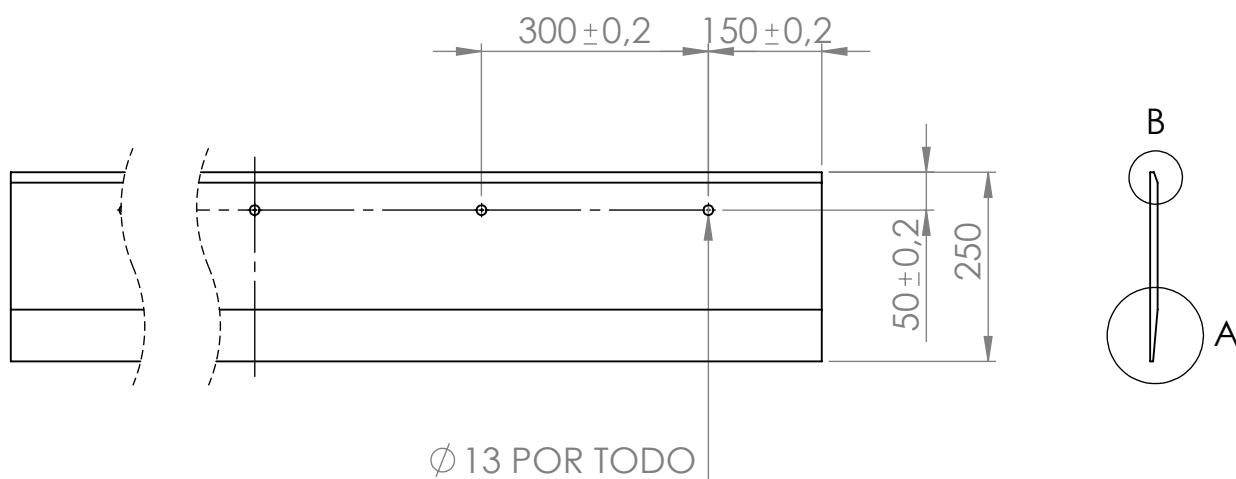
REF	DATA	NOM PLA	TÍTOL PROJECTE	
4	30/05/2019	EIX (XASSÍS-PALA)	Disseny i estudi de viabilitat econòmica d'una màquina destinada a alimentar bestiar boví d'una granja	
	DIBUIXAT Eudald Nogareda	ESCALA DE HOJA 1:2	Tolerancias dimensionales y geométricas generales segun DIN 7168-M y DIN 7168. Rugosidad mínima general: Ra=6.3	
	COMPROVAT Arnau Velasco	MATERIAL ACER ANSI 1020	ACABAT RECTIFICAT	





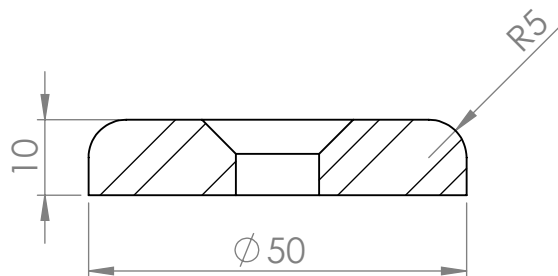
DETALLE A
ESCALA 1 : 2



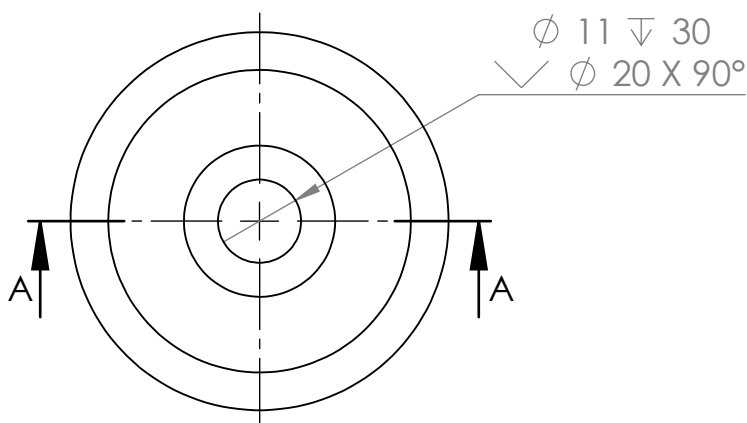
DETALLE B
ESCALA 1 : 2





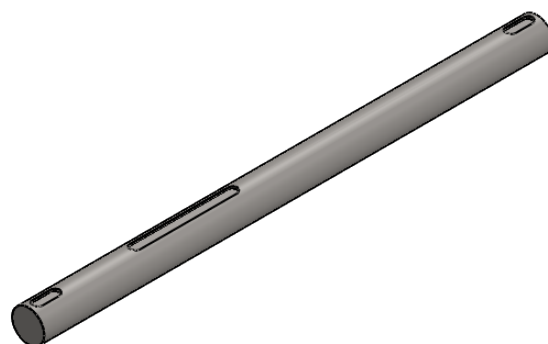
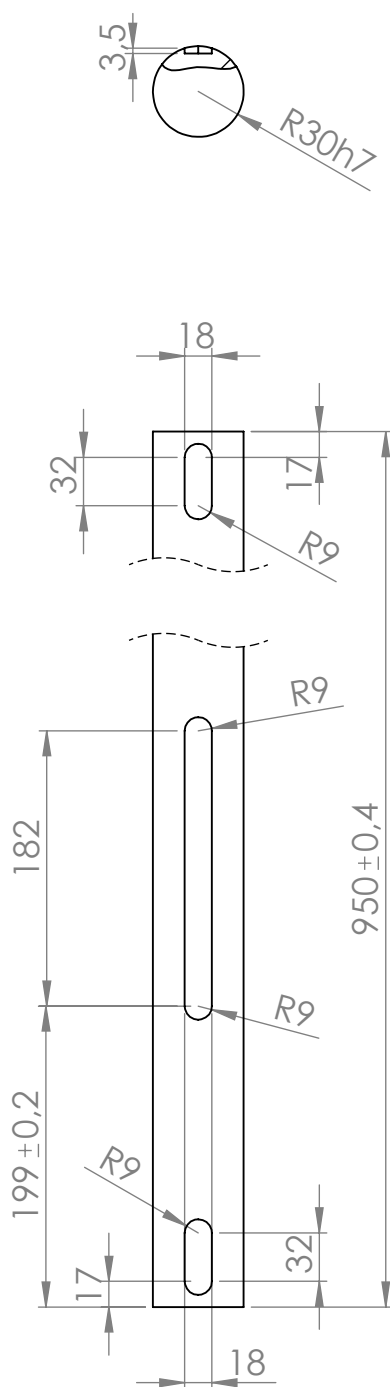
REF	DATA	NOM PLA	TÍTOL PROJECTE	
5	30/05/2019	EXTRA PALA	Disseny i estudi de viabilitat econòmica d'una màquina destinada a alimentar bestiar boví d'una granja	
	DIBUIXAT Eudald Nogareda	ESCALA DE HOJA 1:10	Tolerancias dimensionales y geométricas generales segun DIN 7168-M y DIN 7168. Rugosidad mínima general: Ra=6.3	
	COMPROVAT Arnau Velasco	MATERIAL ACER 304	ACABAT	





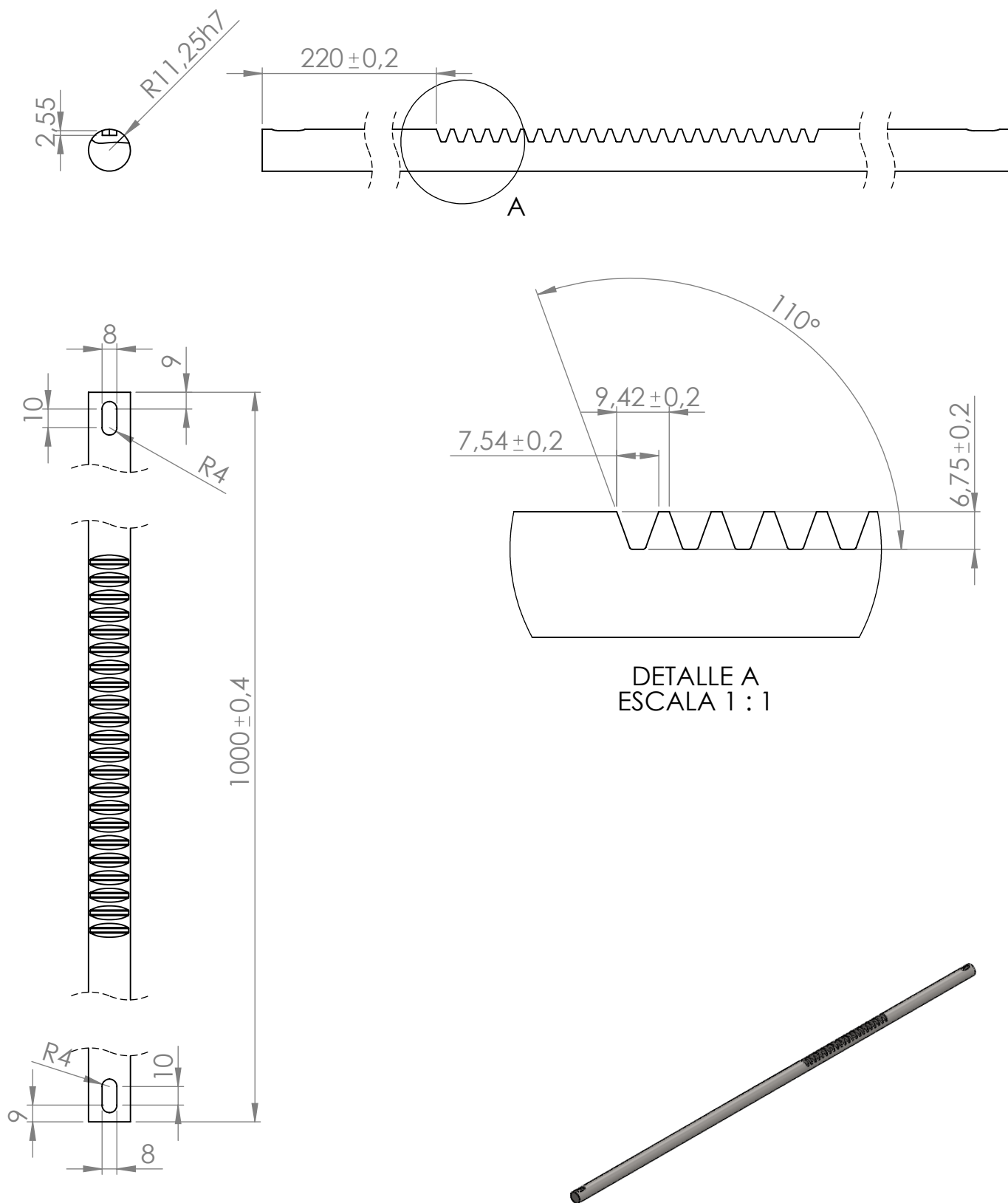
SECCIÓN A-A





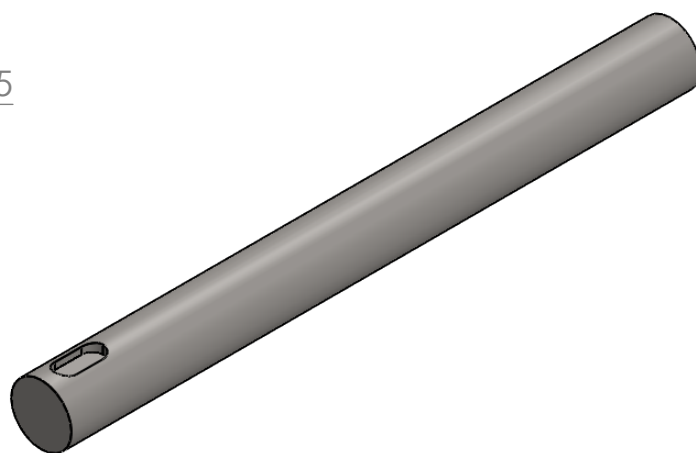
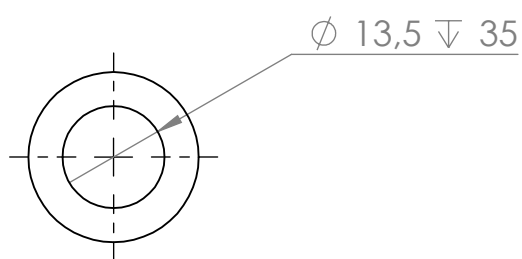
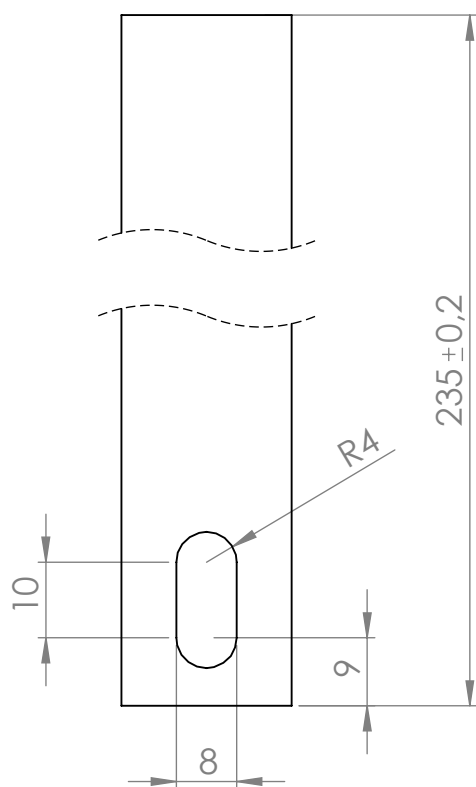
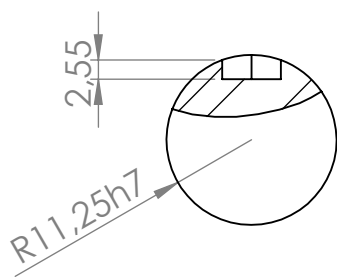
REF	DATA	NOM PLA	TÍTOL PROJECTE	
6	30/05/2019	TAPA EIX	Disseny i estudi de viabilitat econòmica d'una màquina destinada a alimentar bestiar boví d'una granja	
	DIBUIXAT Eudald Nogareda	ESCALA DE HOJA 1:1	Tolerancias dimensionales y geométricas generales segun DIN 7168-M y DIN 7168. Rugosidad mínima general: Ra=6.3	
	COMPROVAT Arnau Velasco	MATERIAL Acer galvanitzat	ACABAT	





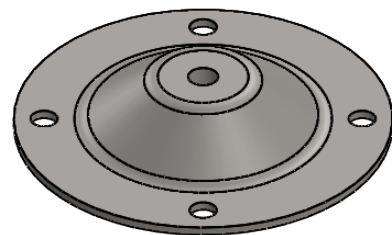
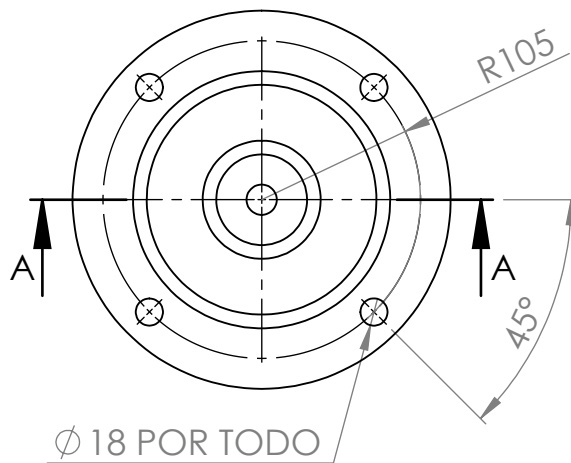
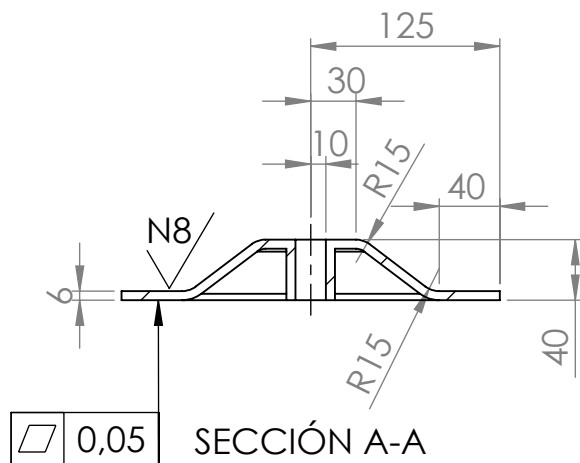
REF	DATA	NOM PLA	TÍTOL PROJECTE	
7	30/05/2019	EIX MOTOR	Disseny i estudi de viabilitat econòmica d'una màquina destinada a alimentar bestiar boví d'una granja	
	DIBUIXAT Eudald Nogareda	ESCALA DE HOJA 1:5	Tolerancias dimensionales y geométricas generales segun DIN 7168-M y DIN 7168. Rugosidad mínima general: Ra=6.3	
	COMPROVAT Arnau Velasco	MATERIAL ACER ANSI 1020	ACABAT RECTIFICAT	





REF	DATA	NOM PLA	TÍTOL PROJECTE
8	30/05/2019	EIX DIRECCIÓ	Disseny i estudi de viabilitat econòmica d'una màquina destinada a alimentar bestiar boví d'una granja
	DIBUIXAT Eudald Nogareda	ESCALA DE HOJA 1:5	Tolerancias dimensionales y geométricas generales segun DIN 7168-M y DIN 7168. Rugosidad mínima general: Ra=6.3
	COMPROVAT Arnau Velasco	MATERIAL ACER ANSI 1020	ACABAT RECTIFICAT
			

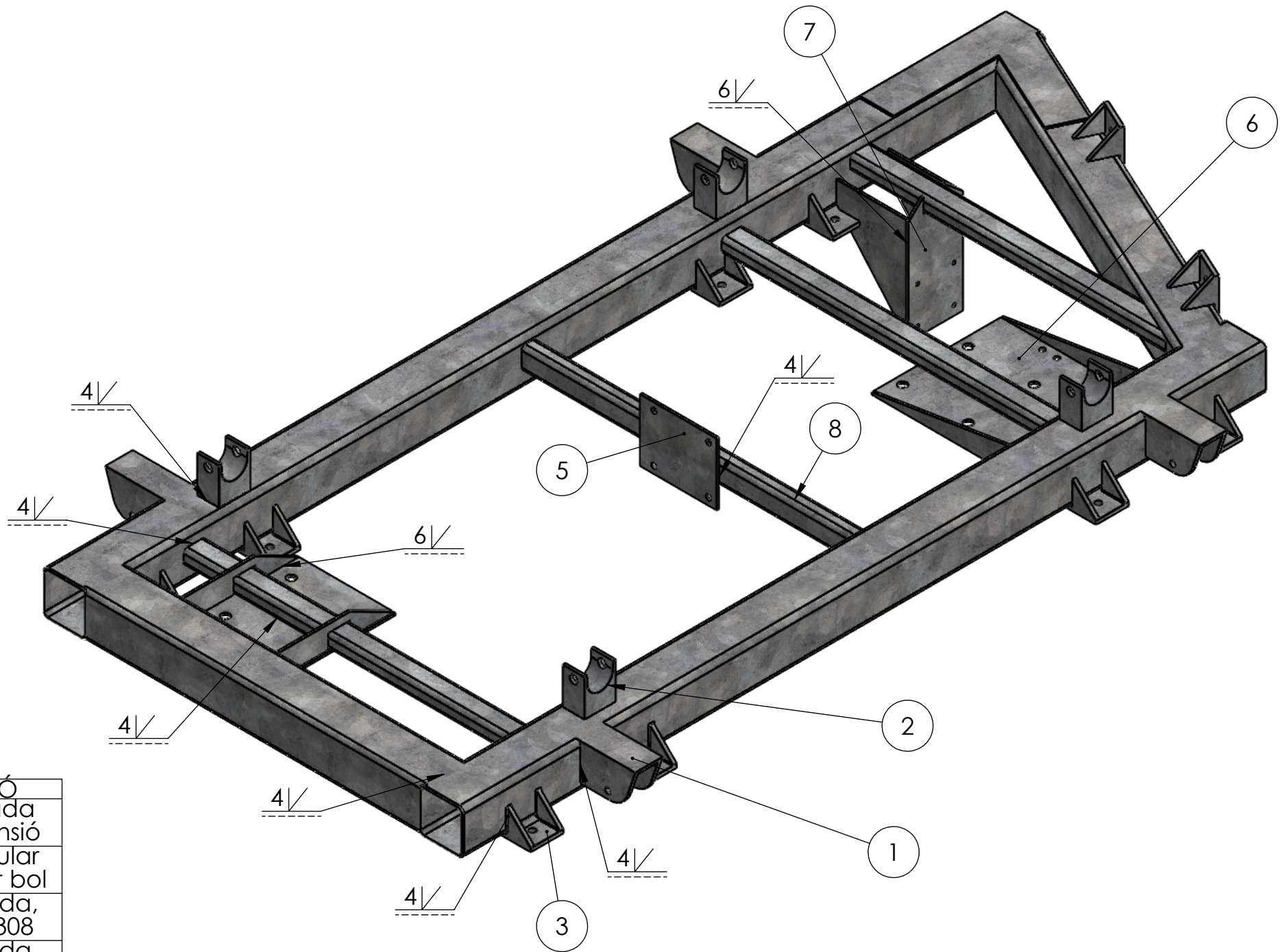



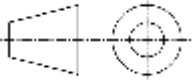
REF	DATA	NOM PLA	TÍTOL PROJECTE	
9	30/05/2019	EIX DIRECCIÓ PART FINAL	Disseny i estudi de viabilitat econòmica d'una màquina destinada a alimentar bestiar boví d'una granja	
	DIBUIXAT Eudald Nogareda	ESCALA DE HOJA 1:1	Tolerancias dimensionales y geométricas generales segun DIN 7168-M y DIN 7168. Rugosidad mínima general: Ra=6.3	
	COMPROVAT Arnau Velasco	MATERIAL ACER ANSI 1020	ACABAT RECTIFICAT	

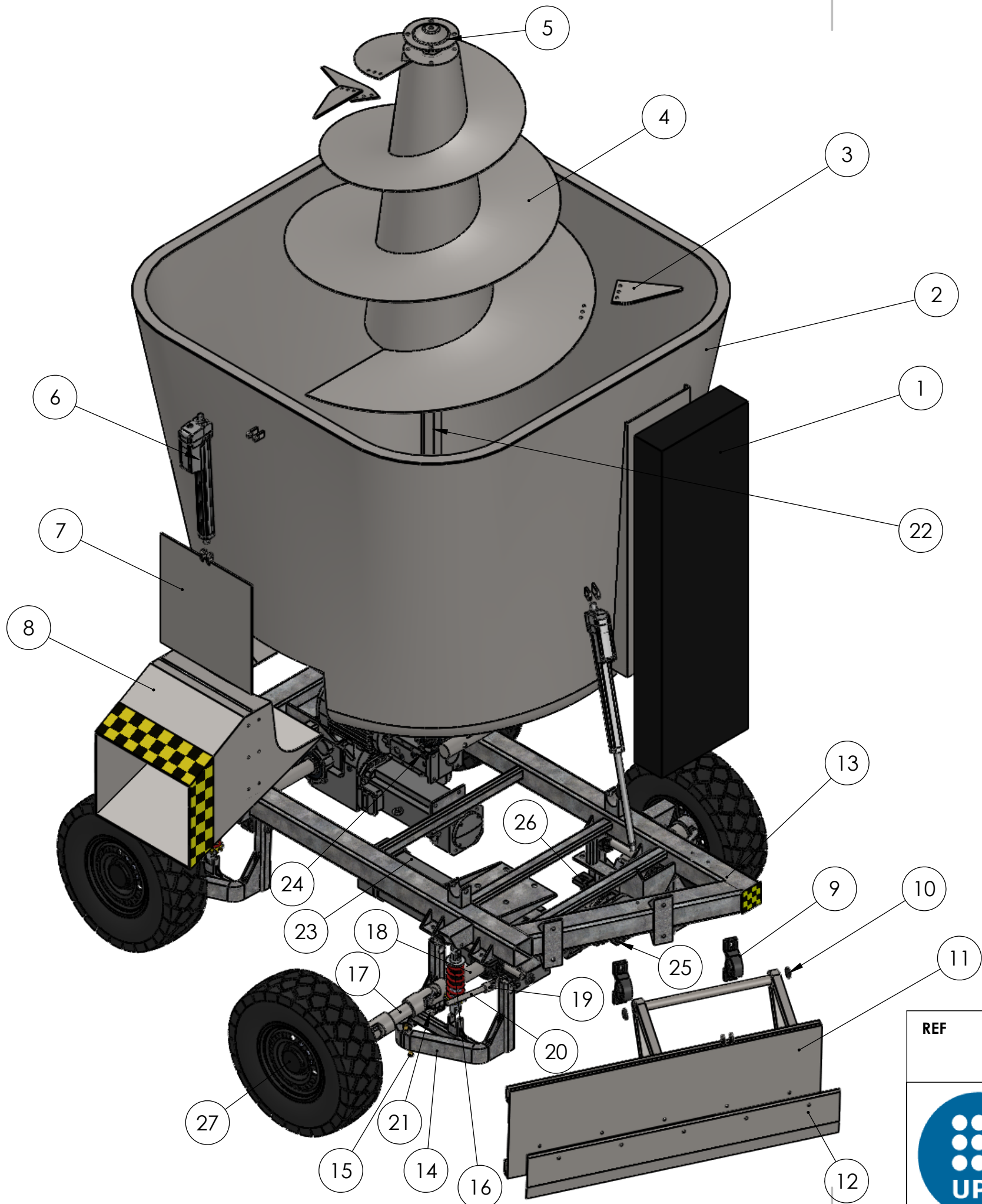


REF	DATA	NOM PLA	TÍTOL PROJECTE	
10	30/05/2019	TAPA HÈLICE	Disseny i estudi de viabilitat econòmica d'una màquina destinada a alimentar bestiar boví d'una granja	
	DIBUIXAT Eudald Nogareda	ESCALA DE HOJA 1:5	Tolerancias dimensionales y geométricas generales segun DIN 7168-M y DIN 7168. Rugosidad mínima general: Ra=6.3	
	COMPROVAT Arnau Velasco	MATERIAL ACER 304	ACABAT	


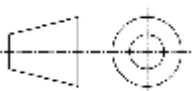
GLOBO	QUANTITAT	DESCRIPCIÓ
1	4	Placa doblada suport suspensió
2	4	Tub rectangular massís, suport bol
3	10	Placa doblada, suport UCP 308
4	1	Placa doblada, suport motor rodes davanter
5	1	Placa, suport motor hèlice
6	1	Placa doblada, suport motor rodes darrera
7	1	Placa doblada, suport motor direcció
8	4	Tub rectangular buit 60x40x5, suport plaques motors



REF	DATA	NOM PLA	TÍTOL PROJECTE	
11	04/06/2019	XASSÍS	Disseny i estudi de viabilitat econòmica d'una màquina destinada a alimentar bestiar boví	
	DIBUIXAT Eudald Nogareda	ESCALA 1:10	Tolerancias dimensionales y geométricas generales segun DIN 7168-M y DIN 7168. Rugosidad mínima general: Ra=6.3	
	COMPROVAT Arnau Velasco	MATERIAL Acer galvanitzat	ACABAT	



Número	Quantitat	Nom
1	1	Bateria
2	1	Bol
3	3	Tallants
4	1	Hèlice
5	1	Tapa hèlice
6	2	Actuador lineal
7	1	Comporta
8	1	Abocador
9	10	Rodament UCP308
10	11	Tapa per xaveta
11	1	Pala
12	1	Extra pala
13	1	Xassís
14	4	Peça d'unió xassís amb suspensió
15	4	Valona de bronze
16	4	Suspensió
17	4	Cardan extensible 60mm
18	1	Eix motor
19	2	Cardan simple
20	2	Eix direcció part roda
21	2	Ròtula M12
22	1	Eix hèlice
23	2	Motor rodes
24	1	Motor hèlice
25	1	Motor direcció
26	4	Rodament UCP 212
27	4	Roda

REF	DATA	NOM PLA	TÍTOL PROJECTE	
12	04/06/2019	ENSEMBLATGE EXPLOSIONAT	Disseny i estudi de viabilitat econòmica d'una màquina destinada a alimentar bestiar boví	
	DIBUIXAT Eudald Nogareda	ESCALA 1:20	Tolerancias dimensionales y geométricas generales segun DIN 7168-M y DIN 7168. Rugosidad mínima general: Ra=6.3	
	COMPROVAT Arnau Velasco	MATERIAL Acer galvanitzat	ACABAT	



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA
BARCELONATECH
Escola d'Enginyeria de Barcelona Est

TREBALL FI DE GRAU

Grau en Enginyeria Mecànica

**DISSENY I ESTUDI DE VIABILITAT ECONÒMICA D'UNA
MÀQUINA DESTINADA A ALIMENTAR BESTIAR BOVÍ
D'UNA GRANJA**



Volum III

Annexos

Autor:	Eudald Nogareda Xarles
Director:	Arnau Velasco Ayguasanosa
Departament	EM
Convocatòria:	2 de Juny de 2019

ÍNDIX

Annex 1: Plànol granja

Annex 2: Factors modificadors del límit e fatiga

Annex 3: Factors de concentració de tensions

Annex 4: Pressupost de la bateria

Annex 5: Motor rodes

Annex 6: Motor hèlice

Annex 7: Motor direcció

Annex 8: Actuador lineal

Annex 9: Rodament SKF 51214

9.1 Característiques

9.2 Vida del rodament

Annex 10: Rodament UCF 213

10.1 Característiques

10.2 Vida del rodament

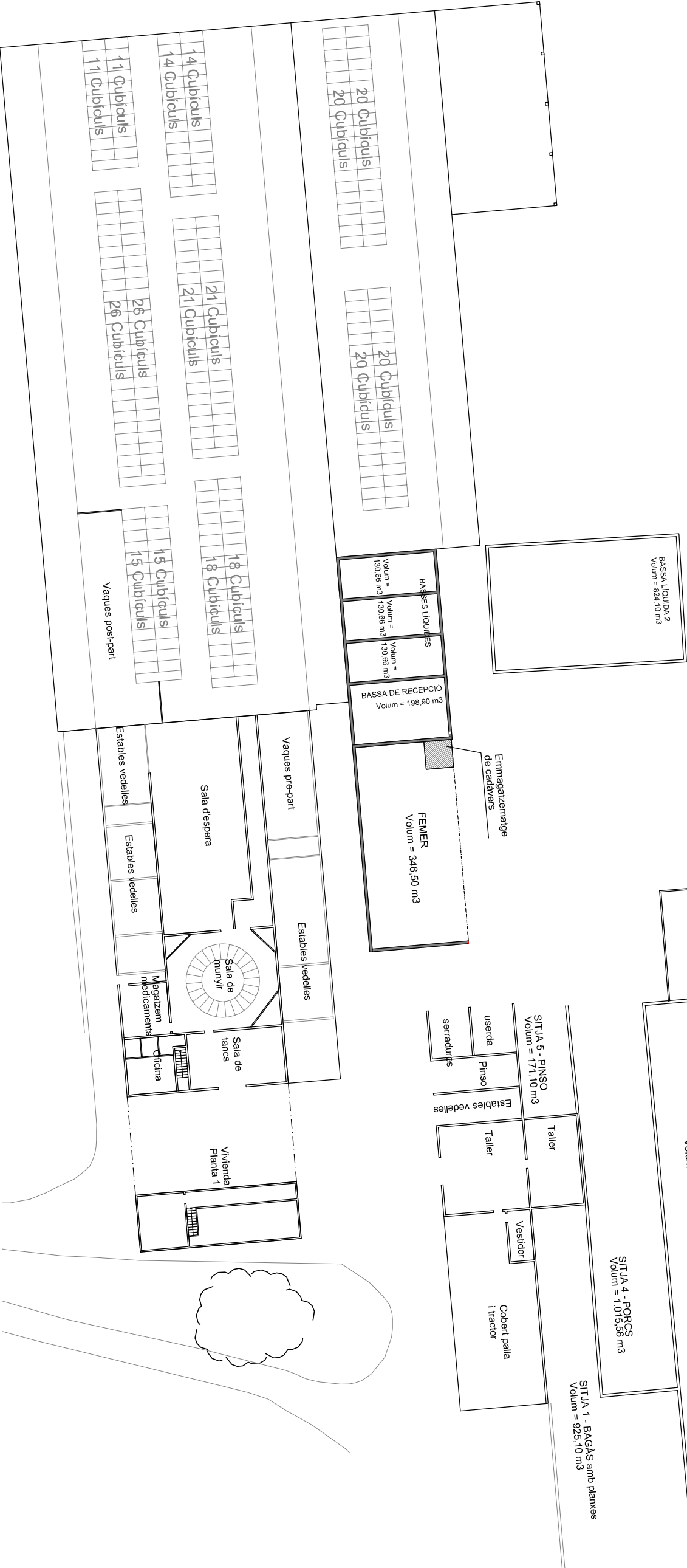
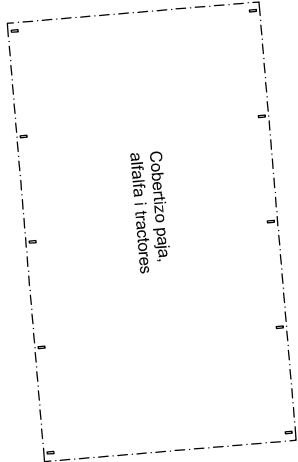
Annex 11: Rodament UCP 212

11.1 Característiques

11.2 Vida del rodament

Annex 12: Característiques rodament UCP 308

Annex 13: Renderitzats



PLANO: PLANTA BAJA DE L'EXPLOTACIÓ CANOVA DEN RIBES, S.L.			PROMOTOR: CANOVA DEN RIBES, S.L.		FIRMA: ALFONS NOGAREDA XARLES Número de Col·legiat 13.798 al col·legi d'aparelladors, arquitectes tècnics i enginyers de l'edificació de Barcelona
SITUACIÓ: CANOVA DEN RIBES, S.L. LA VALL DE BIANYA, 17813, GIRONA			NÚM. PLANO 2	ESCALA 1/500	
			DATA AGO 2017		

FACTORES MODIFICADORES DEL LIMITE A FATIGA

La expresión que permite determinar la tensión límite para pieza real asociada a una vida de N ciclos es:

$$\sigma_N = \left[k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * \frac{1}{K_f} \right]_N * \sigma'_N$$

donde:

- k_a factor de acabado superficial
- k_b factor de tamaño
- k_c factor de tipo de esfuerzo
- k_d factor de temperatura
- k_e factor de confiabilidad
- K_f factor de entalla

Factor de acabado superficial - k_a

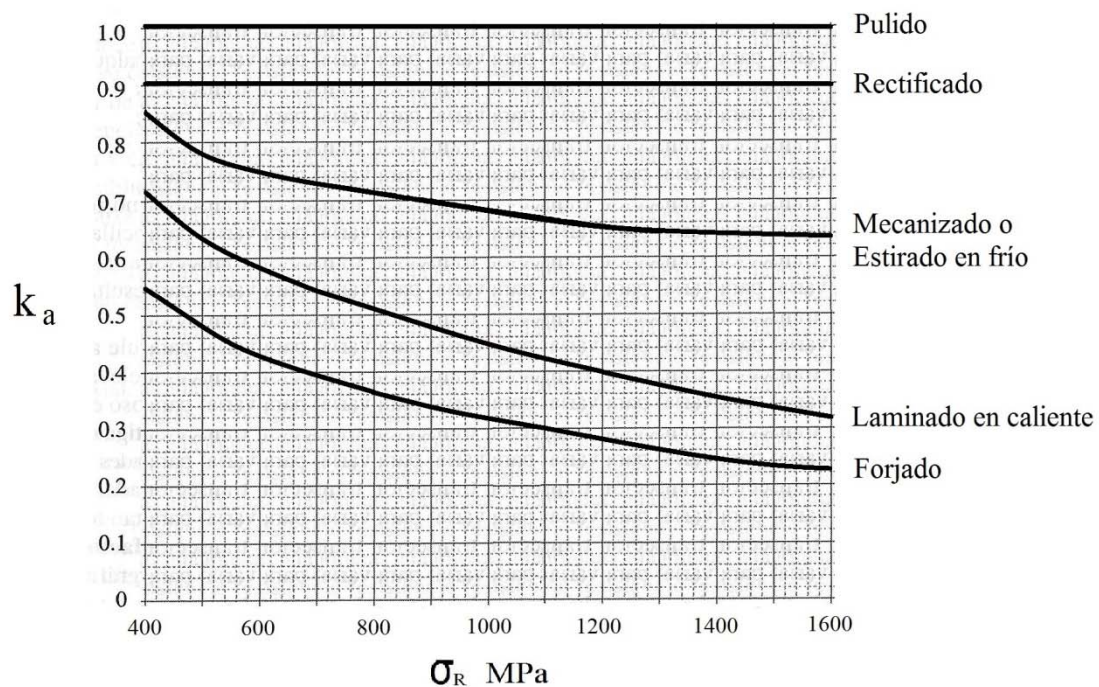


Figura 1. Factor de acabado superficial para acero

Diseño de ingeniería mecánica 4ª Ed. Joseph E. Shigley. Ed McGraw-Hill

Excepciones:

- Para $N = 10^3$ ciclos, $k_a = 1$

Factor de tamaño – k_b

Para piezas de sección circular a flexión y/o torsión:

\varnothing [mm]	10	15	20	25	30	35	40	45	50
k_b	1	0,93	0,90	0,87	0,85	0,84	0,83	0,82	0,80

Si $\varnothing > 50$ mm entonces $k_b = 0,75$

Para piezas de sección circular a tracción/compresión:

Si $\varnothing < 50$ mm entonces $k_b = 1$

Si $\varnothing > 50$ mm entonces $k_b = 0,75$

En ambos casos, cuando no se trate de una sección circular \rightarrow sección equivalente.

Excepciones:

- Para $N = 10^3$ ciclos, $k_b = 1$

Factor de tipo de esfuerzo – k_c

$$k_c = \begin{cases} 0,923 & \text{Carga axial, } \sigma_R \leq 1520 \text{ MPa} \\ 1 & \text{Carga axial, } \sigma_R > 1520 \text{ MPa} \\ 1 & \text{Flexión} \\ 0,577 & \text{Torsión y cortante} \end{cases}$$

En cada caso concreto se determinará cuál es el esfuerzo preponderante, teniendo en cuenta:

- 1.- Sólo deben compararse las componentes variables de los esfuerzos.
- 2.- La resistencia del acero a las tensiones tangenciales es aproximadamente la mitad que a las tensiones normales.

Factor de temperatura – k_d

T (°C)	k_d
300	0.975
350	0.927
400	0.922
450	0.840
500	0.766
550	0.670
600	0.546

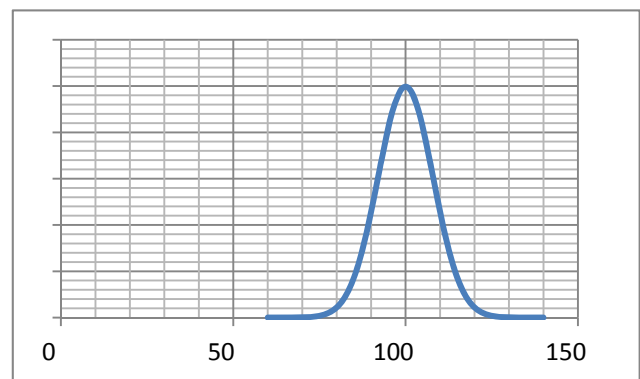
Factor de confiabilidad – k_e

Los datos de resistencia a fatiga asociados a los materiales son valores medios, sujetos a una cierta dispersión estadística.

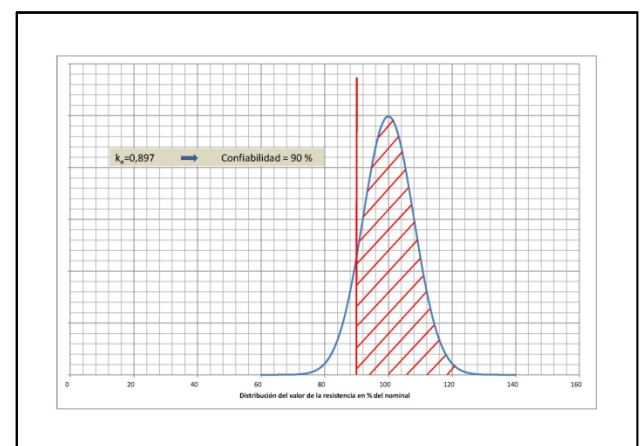
Los estudios publicados sostienen que dicha distribución se corresponde con una distribución normal con desviación estándar del 8%.

Así, si se utiliza como valor de referencia el valor comunicado (eso sería equivalente a multiplicar el valor comunicado por 1,000) entonces en el 50 % de los casos, el valor de resistencia real del elemento concreto será menor del utilizado en el cálculo.

Si se desea por ejemplo, que en el 90 % de los casos el valor de resistencia real sea superior al de cálculo, debo usar como resistencia de cálculo el resultado de multiplicar la resistencia comunicada por el factor de confiabilidad 0,897



Confiabilidad (%)	k_e
50	1,000
90	0,897
95	0,868
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659



Factor de entalla – K_f

Se define mayor que uno y por tanto en el producto de factores ha de ir dividiendo.

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1)$$

Donde: K_t es el factor de concentración de tensiones y

q es el factor de sensibilidad a la entalla

Para ambos factores, la bibliografía ofrece diagramas gráficos y también expresiones matemáticas, que son generalmente obtenidas a partir de los gráficos, por lo que en el presente curso se opta por utilizar preferentemente los gráficos.

Excepciones:

- Para $N = 10^3$ ciclos y material dúctil, $K_f = 1$

FACTOR DE SENSIBILIDAD A LA ENTALLA (q)

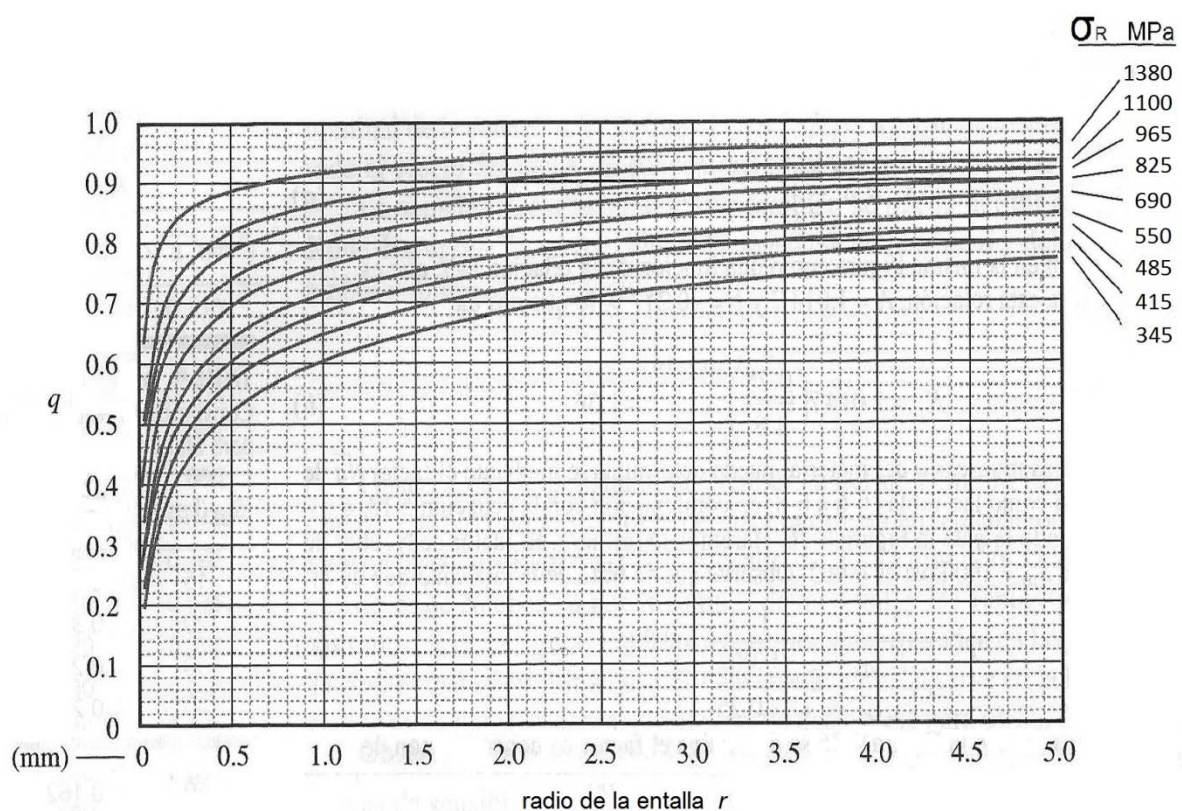


Figura F-01. Factor de sensibilidad a la entalla para aceros

Diseño de elementos de máquinas. Robert L Mott. Ed Pearson-Prentice Hall

FACTORES DE CONCENTRACIÓN DE TENSIONES

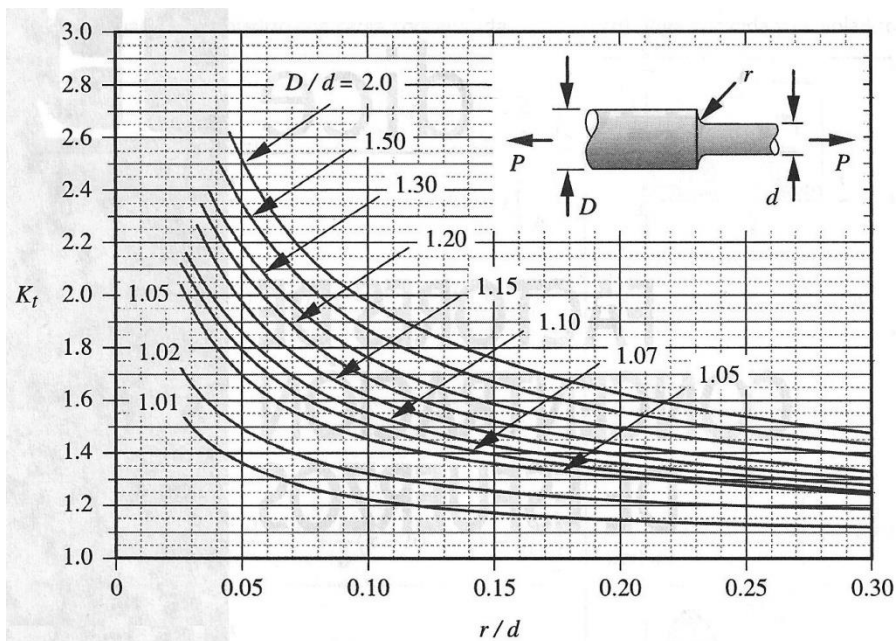


Figura E-1. Factor de concentración de tensiones K_t para árbol escalonado sometido a esfuerzo axial

Diseño de máquinas. Robert L Norton. Ed Pearson-Prentice Hall

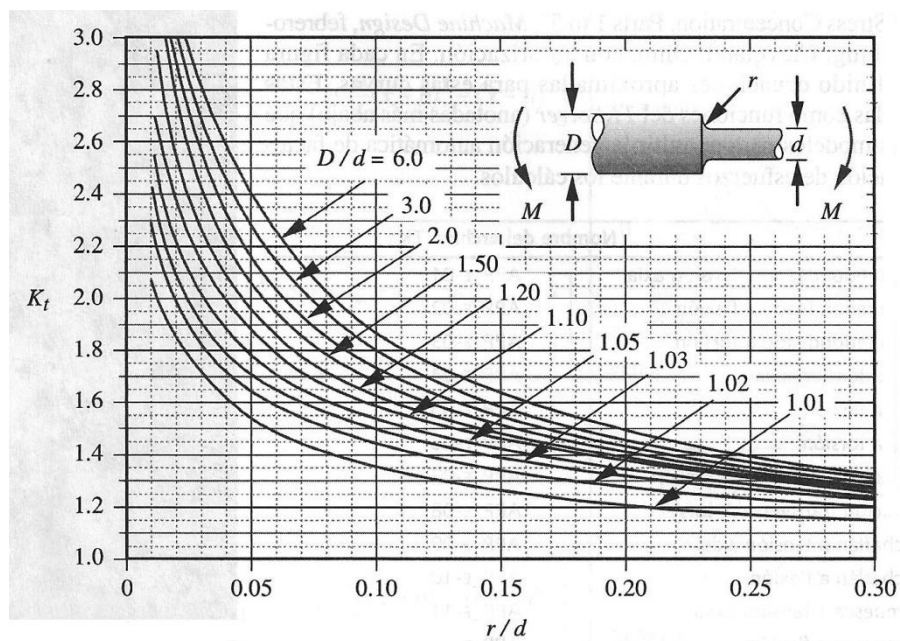


Figura E-2. Factor de concentración de tensiones K_t para árbol escalonado sometido a flexión

Diseño de máquinas. Robert L Norton. Ed Pearson-Prentice Hall

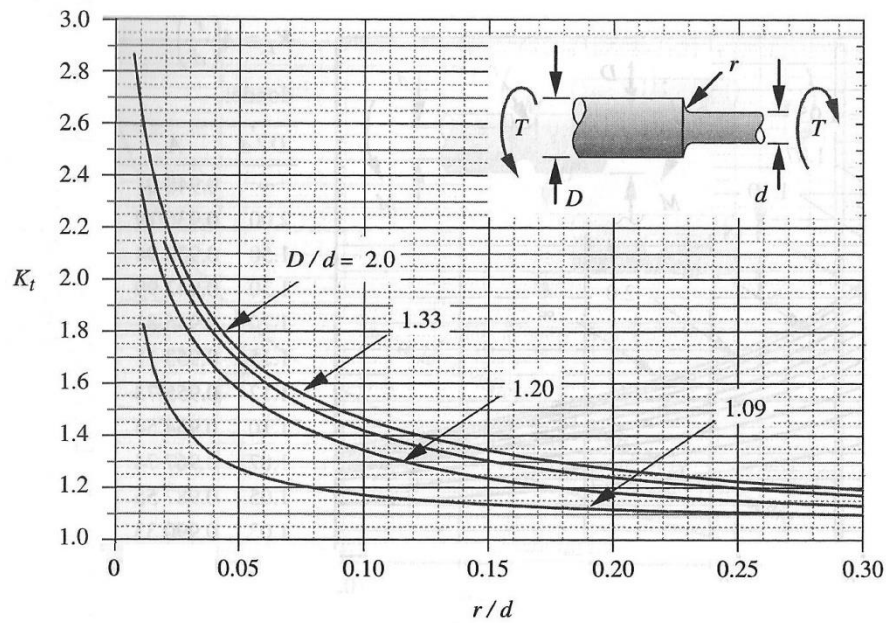


Figura E-3. Factor de concentración de tensiones K_t para árbol escalonado sometido a torsión

Diseño de máquinas. Robert L Norton. Ed Pearson-Prentice Hall

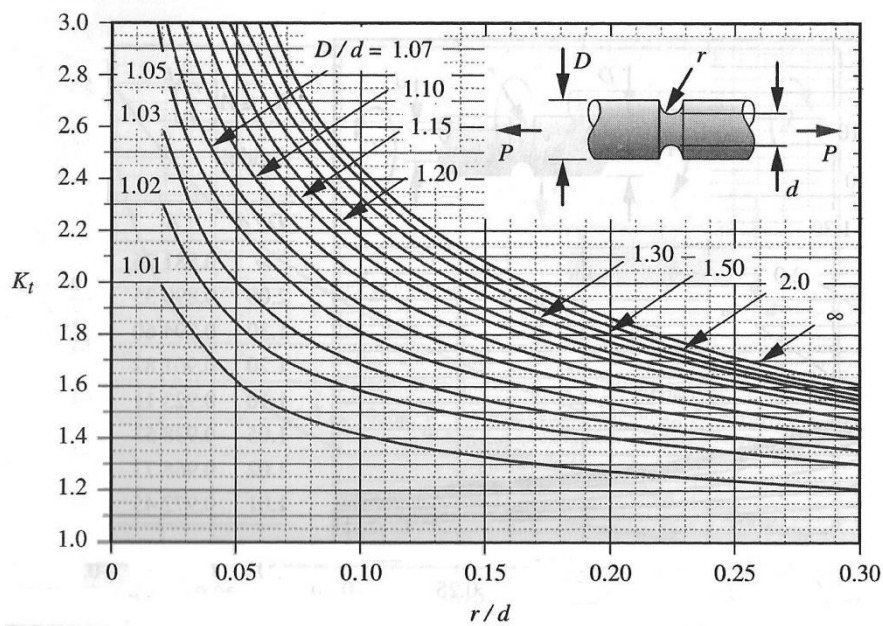


Figura E-4. Factor de concentración de tensiones K_t para árbol ranurado sometido a esfuerzo axial

Diseño de máquinas. Robert L Norton. Ed Pearson-Prentice Hall

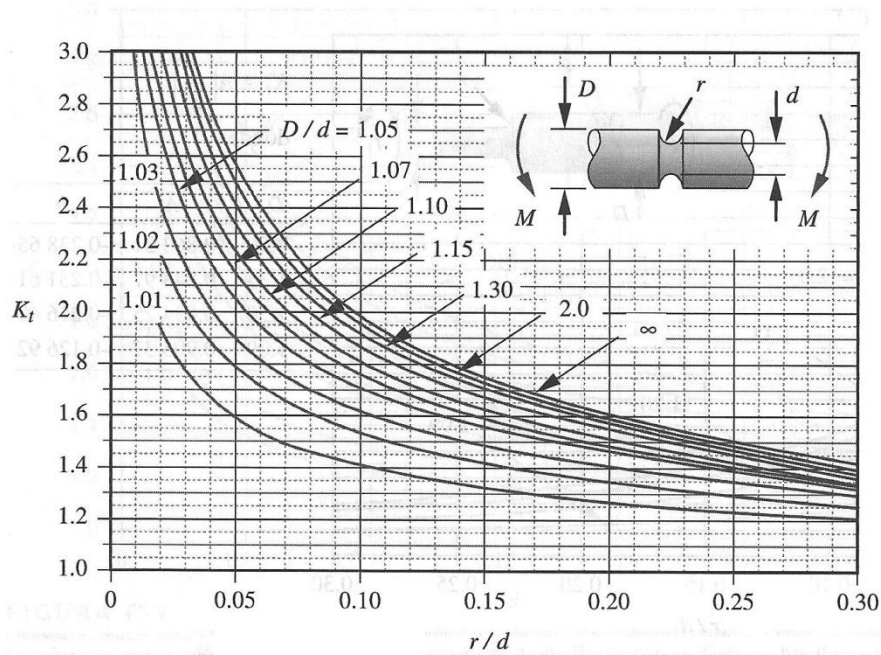


Figura E-5. Factor de concentración de tensiones K_t para árbol ranurado sometido a flexión

Diseño de máquinas. Robert L Norton. Ed Pearson-Prentice Hall

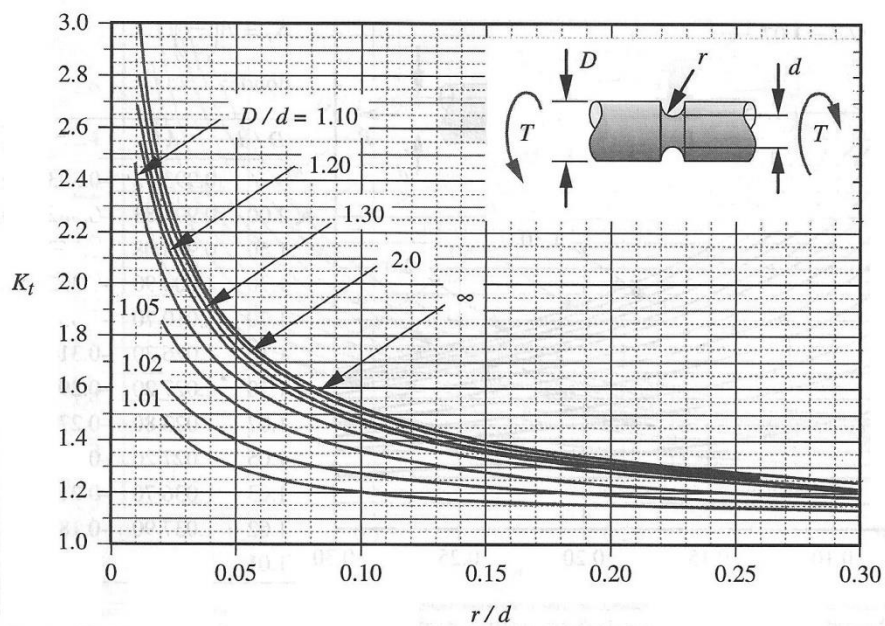


Figura E-6. Factor de concentración de tensiones K_t para árbol ranurado sometido a torsión

Diseño de máquinas. Robert L Norton. Ed Pearson-Prentice Hall

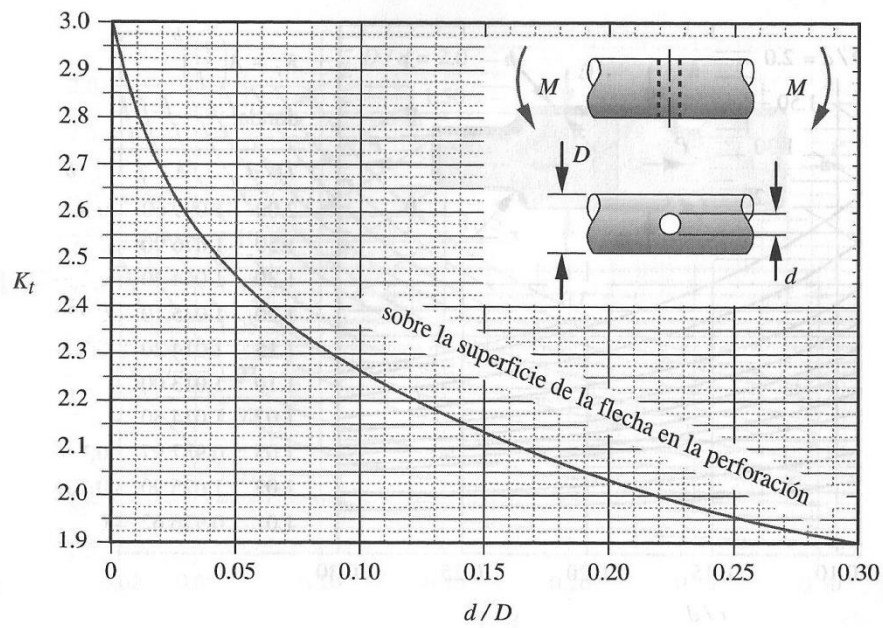


Figura E-7. Factor de concentración de tensiones K_t para árbol con taladro transversal sometido a flexión

Diseño de máquinas. Robert L Norton. Ed Pearson-Prentice Hall

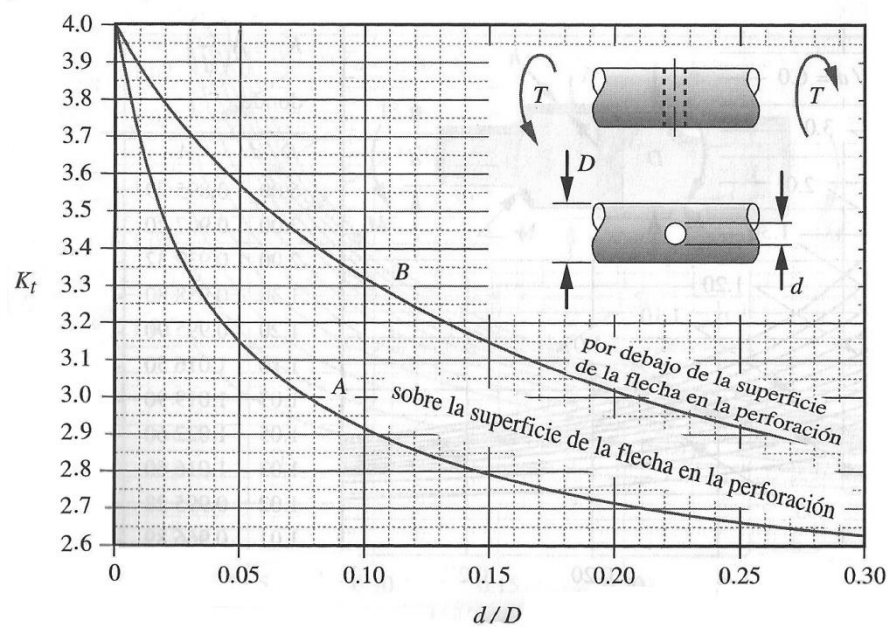


Figura E-8. Factor de concentración de tensiones K_t para árbol con taladro transversal sometido a torsión

Diseño de máquinas. Robert L Norton. Ed Pearson-Prentice Hall

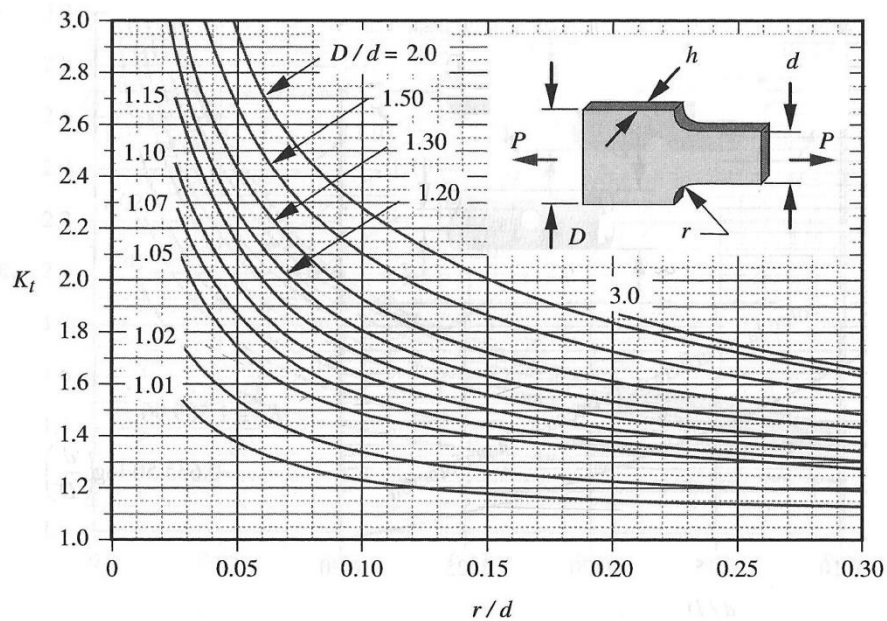


Figura E-9. Factor de concentración de tensiones K_t para barra plana escalonada sometida a esfuerzo axial

Diseño de máquinas. Robert L Norton. Ed Pearson-Prentice Hall

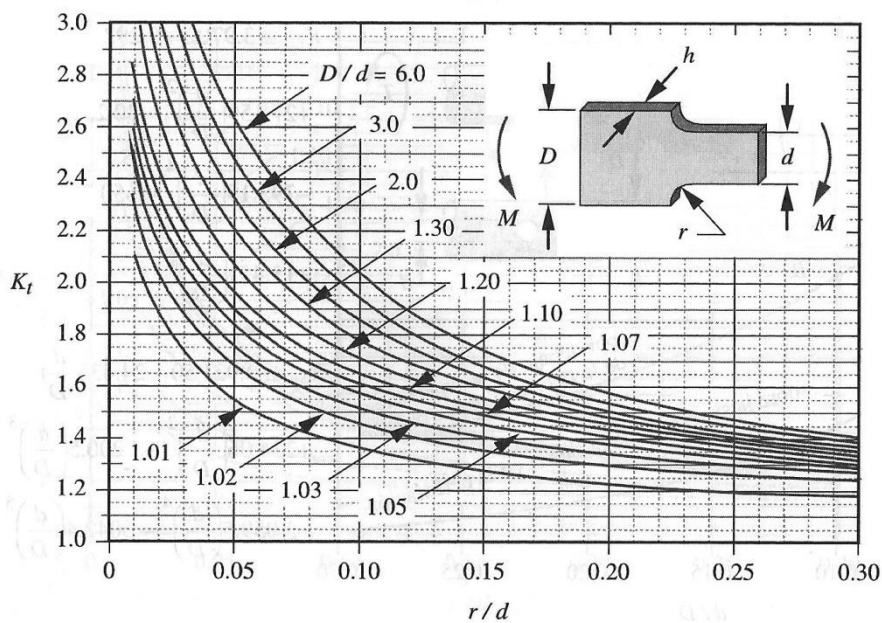


Figura E-10. Factor de concentración de tensiones K_t para barra plana escalonada sometida a flexión

Diseño de máquinas. Robert L Norton. Ed Pearson-Prentice Hall

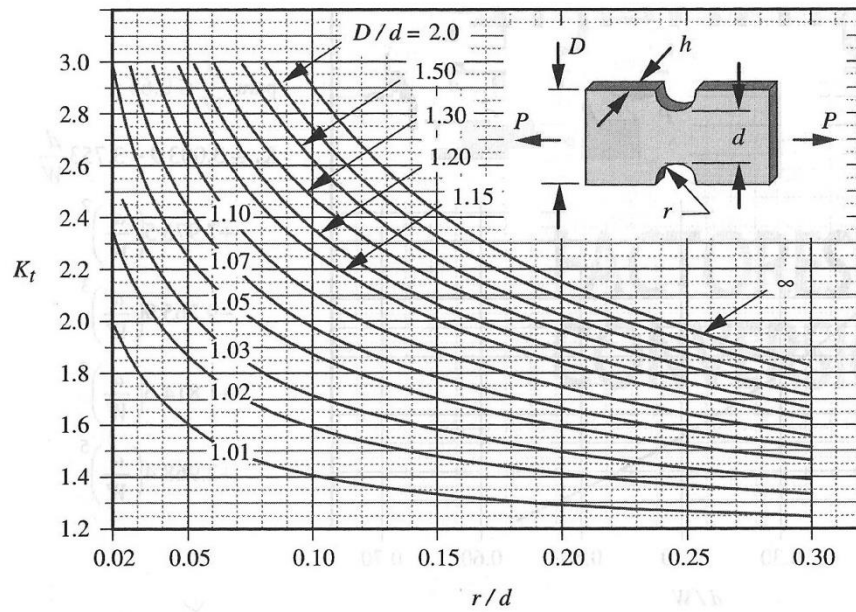


Figura E-11. Factor de concentración de tensiones K_t para barra plana con muesca sometida a esfuerzo axial

Diseño de máquinas. Robert L Norton. Ed Pearson-Prentice Hall

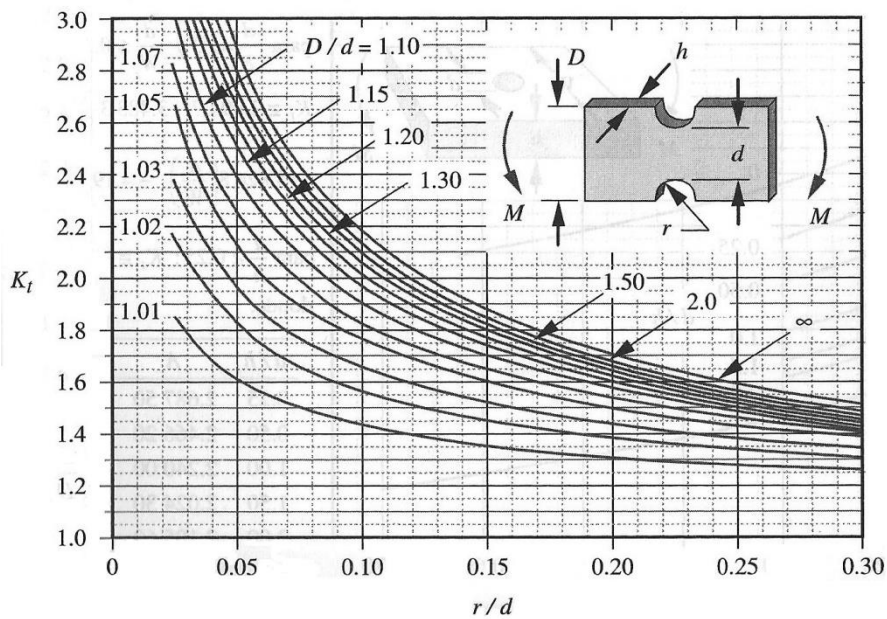


Figura E-12. Factor de concentración de tensiones K_t para barra plana con muesca sometida a flexión

Diseño de máquinas. Robert L Norton. Ed Pearson-Prentice Hall

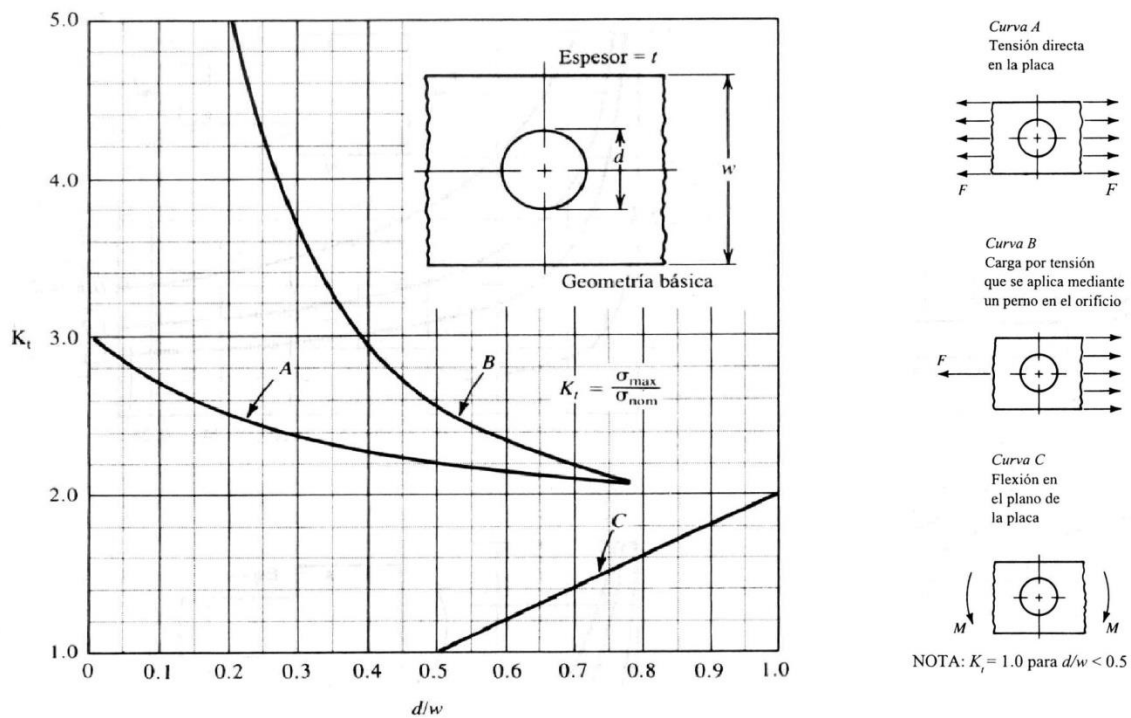


Figura E-13. Factor de concentración de tensiones K_t para barra plana con taladro transversal sometida a (1) tracción directa, (2) tracción en pasador, (3) flexión paralela al eje del taladro

Diseño de elementos de máquinas. Robert L Mott. Ed Pearson-Prentice Hall

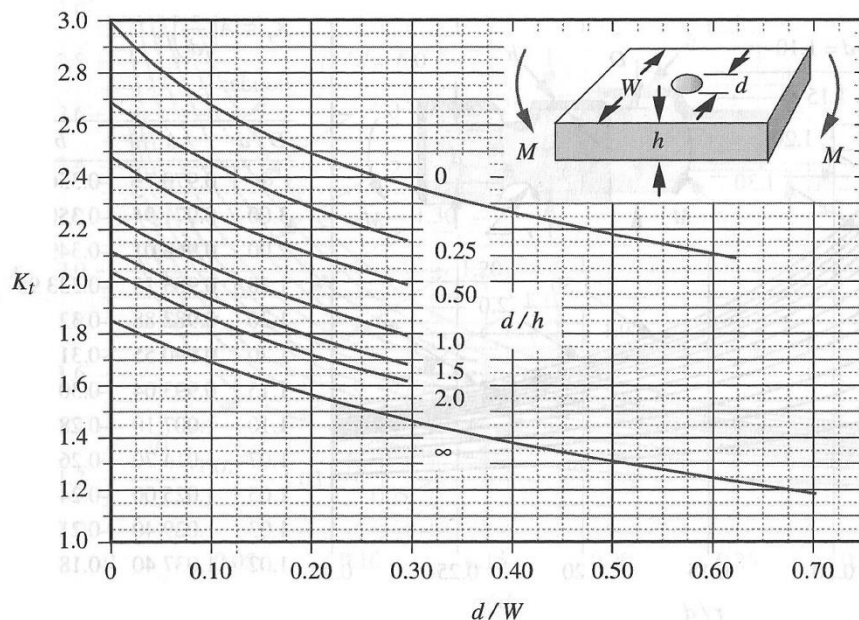
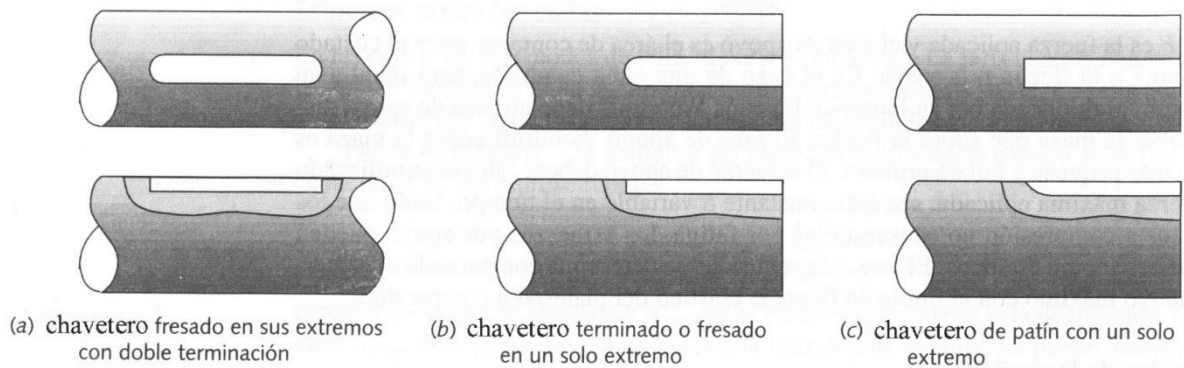


Figura E-14. Factor de concentración de tensiones K_t para barra plana con taladro transversal sometida a flexión perpendicular al eje del taladro

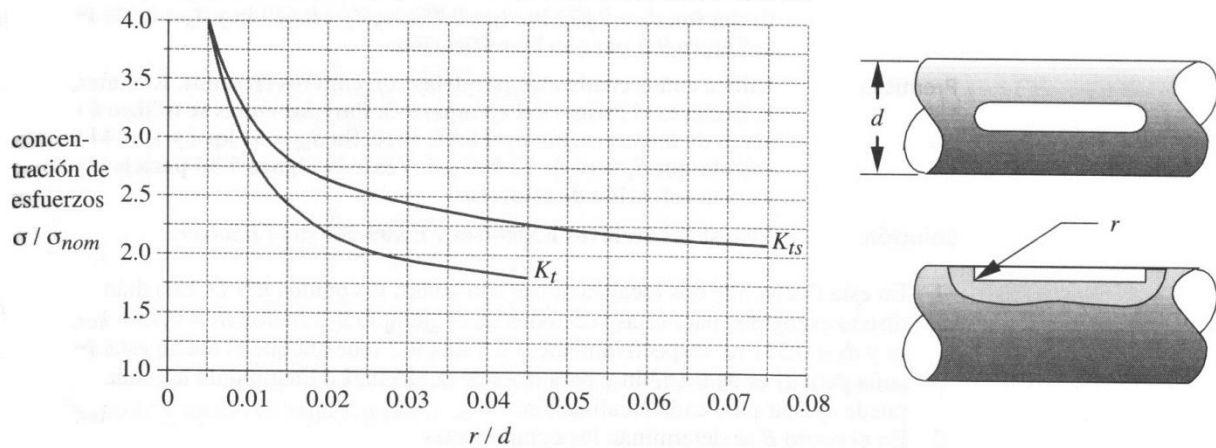
Diseño de máquinas. Robert L Norton. Ed Pearson-Prentice Hall

FIGURA 9-15

Varios estilos de chaveteros en árboles

**FIGURA 9-16**

Factores de concentración de esfuerzos para un chavetero fresado en el extremo, a flexión (K_f) y a torsión (K_{ts}) Fuente: *Stress Concentration Factors*, R. C. Peterson, 1974, reproducido con permiso de John Wiley & Sons, Inc.



Diseño de máquinas. Robert L Norton. Ed Pearson-Prentice Hall

FACTOR DE SENSIBILIDAD A LA ENTALLA

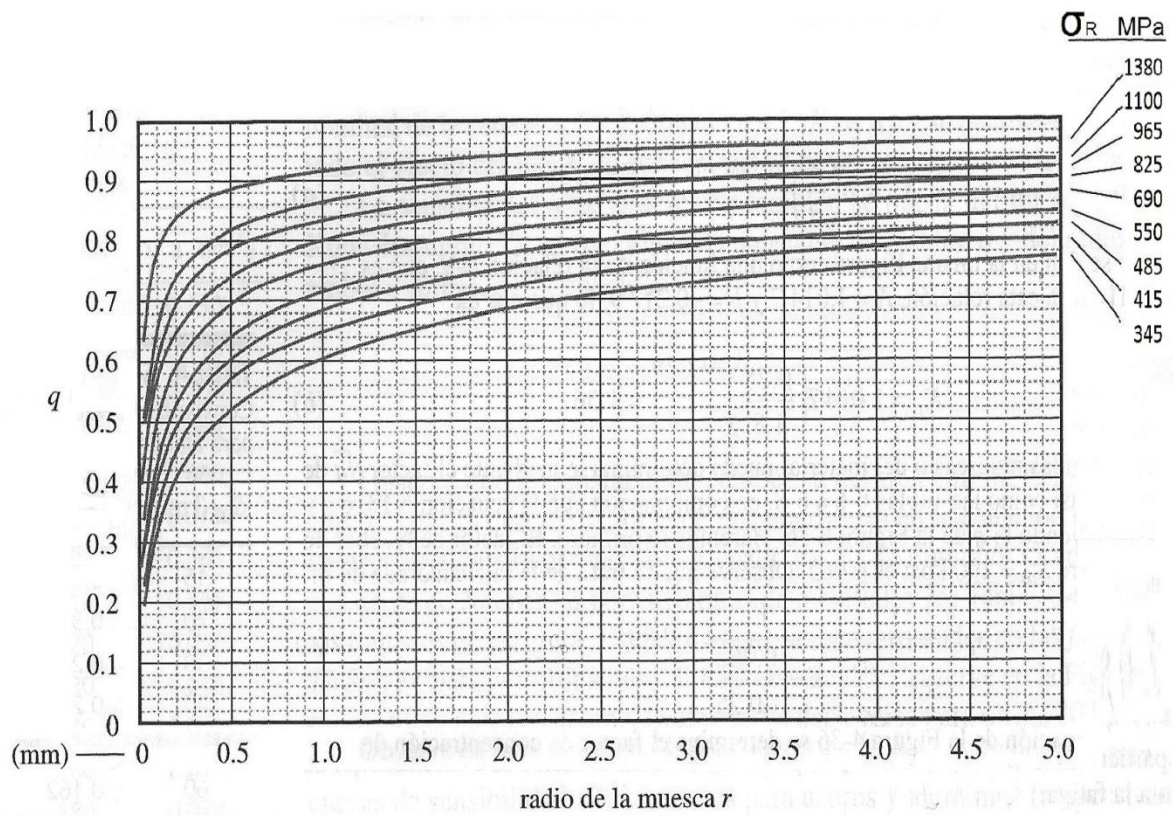


Figura F-01. Factor de sensibilidad a la entalla para aceros

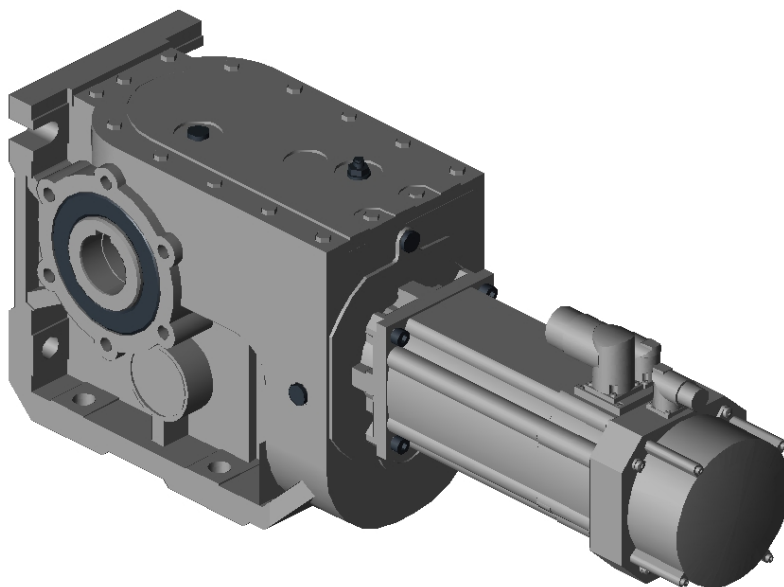
Diseño de elementos de máquinas. Robert L Mott. Ed Pearson-Prentice Hall

Oferta / Quotation

Data emissió / Issue date

31/05/2019

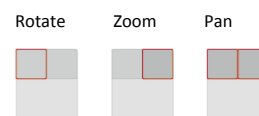
Concepte / Description			
<p>1. Sistema d'emmagatzematge d'energia de Liti-ió de 67 kWh per poder treballar sobre un vehicle d'explotació agrària.</p> <p>2. Inversor per alimentar una potència màxima de 67 kW a 400 VAC.</p> <p>3. Sistema de gestió i control dels anteriors sistemes.</p>			
Import inicial / Net Amount EUROS			42.845,73
IVA / VAT		21%	8.997,61
Import total / Total invoice EUROS			51.843,34

g500 bevel geared motor**G50BB-MCS**

Note: The model shown is a simplified representation. Minor deviations may occur.

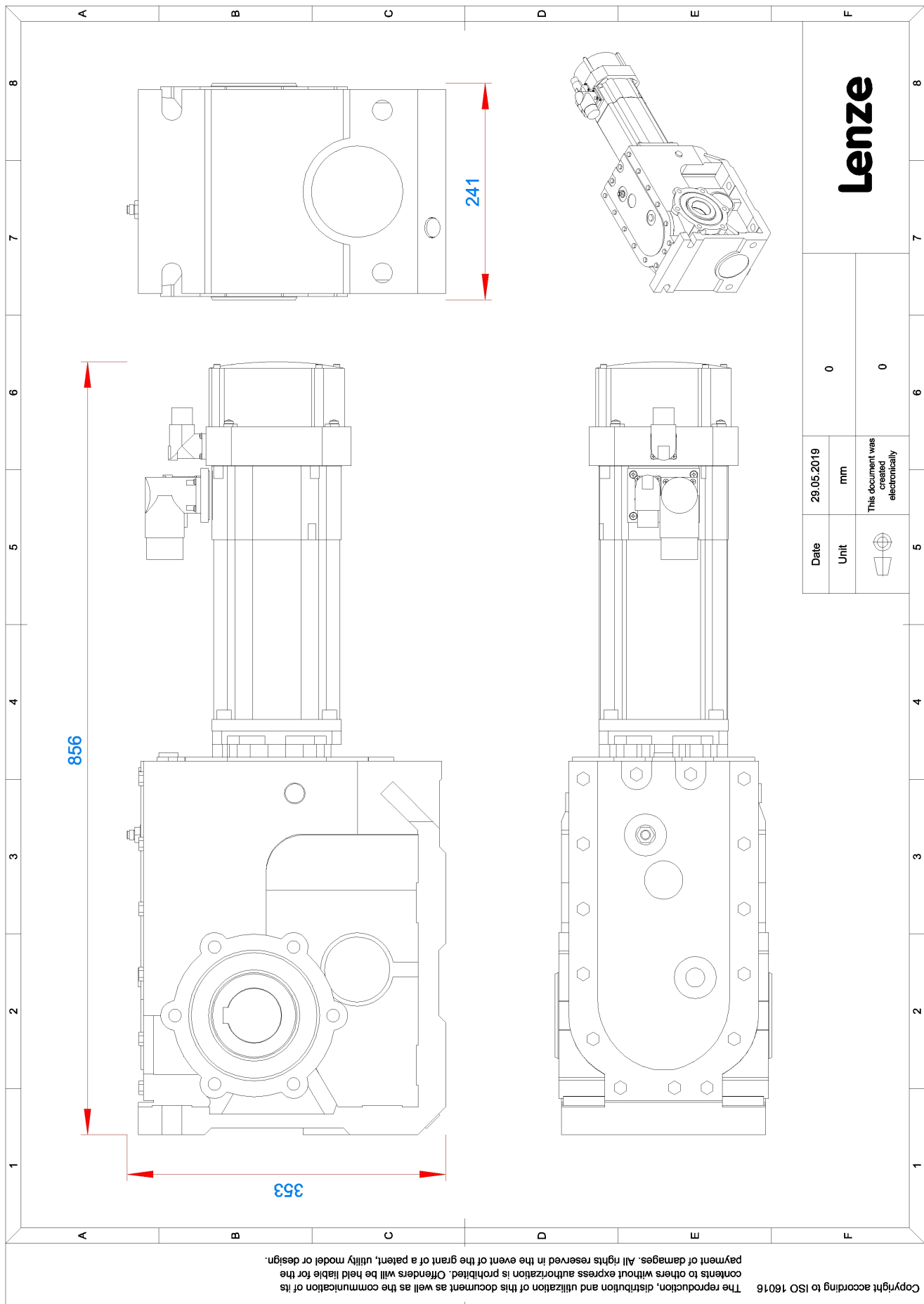
3D.stp
data.csv
data.xls

3D Handling Commands

**Technical product information****g500 bevel geared motor**

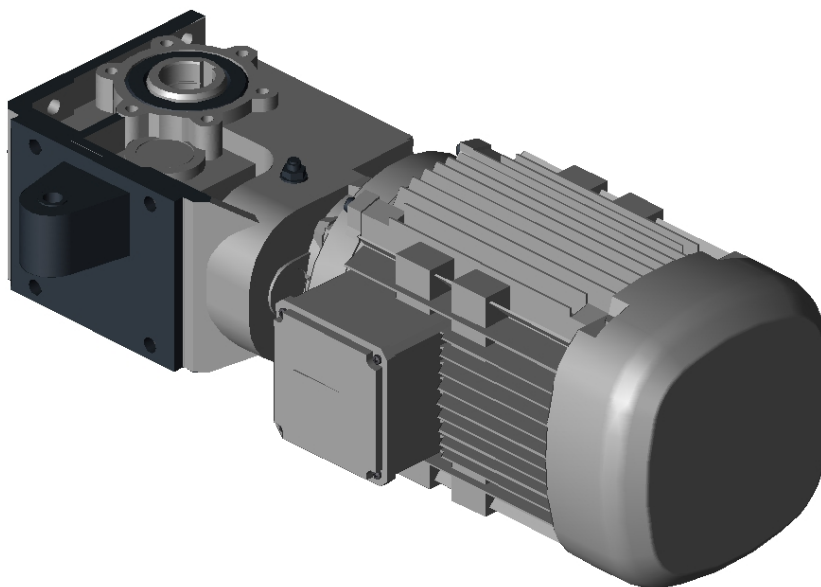
Gearbox series	g500 bevel geared motor
Gearbox	g500-B2700
Motor	MCS 14P26-
Rated power	9.1 kW
Rated frequency	175 Hz
Ratio	59.393
Output speed	44.2 r/min
Output torque	1,862 Nm
Load capacity	1.29
Motor mounting to gearbox	Direct mounting (integr. mot.)
Mounting position	A
Enclosure	IP54
Surface/corrosion protection	OKS-G (primed)
Colour	Primed
Nameplate 1st / 2nd	Aluminium / Without
Gearbox code	G50BB227MHR3C00

Output shaft	H - hollow shaft 60 mm
Shaft type	Standard (steel)
Output shaft seal	Standard (NBR)
Shaft cover	No
Mounting set for hollow shaft	No
Design	B-with foot without centring
Output flange	R - without flange
Torque support	Without
Torque plate	Position not specified
Torque plate angle	not available
Lubricant	CLP HC 220
Gearbox lubricant quantity	5.5 l
Breather element	mounted
Fitting grease	Not enclosed
Motor code	MCS14P26-RS0B0
Rated speed	2,625 r/min
Rated torque	33 Nm
Rated voltage	325 V
Rated current	21.9 A
Power factor	0.73
Connection type	ICN M40 connector, 8-pole
Electr. connection - power	In position 2
Motor protection	PT1k+2PTC
Cooling	Blower
Blower circuit	1~ 230 V +-10%
Blower connection	ICN M17 1~ connector
Blower connection	In position 2
Brake version	Without brake
Feedback	Resolver RS0
Electr. connection - feedback	M23 12pole connector 0° coded
Feedback connection	In position 2
Approval - USA/Canada	cURus
Motor code C86	1456
Nameplate 1st / 2nd	Adhesive label / without



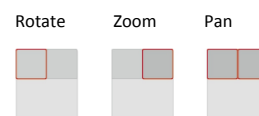
The dimension sheet in original size can be found here:

Maßzeichnung.pdf

g500 bevel gearbox**G50BB-M24AP**

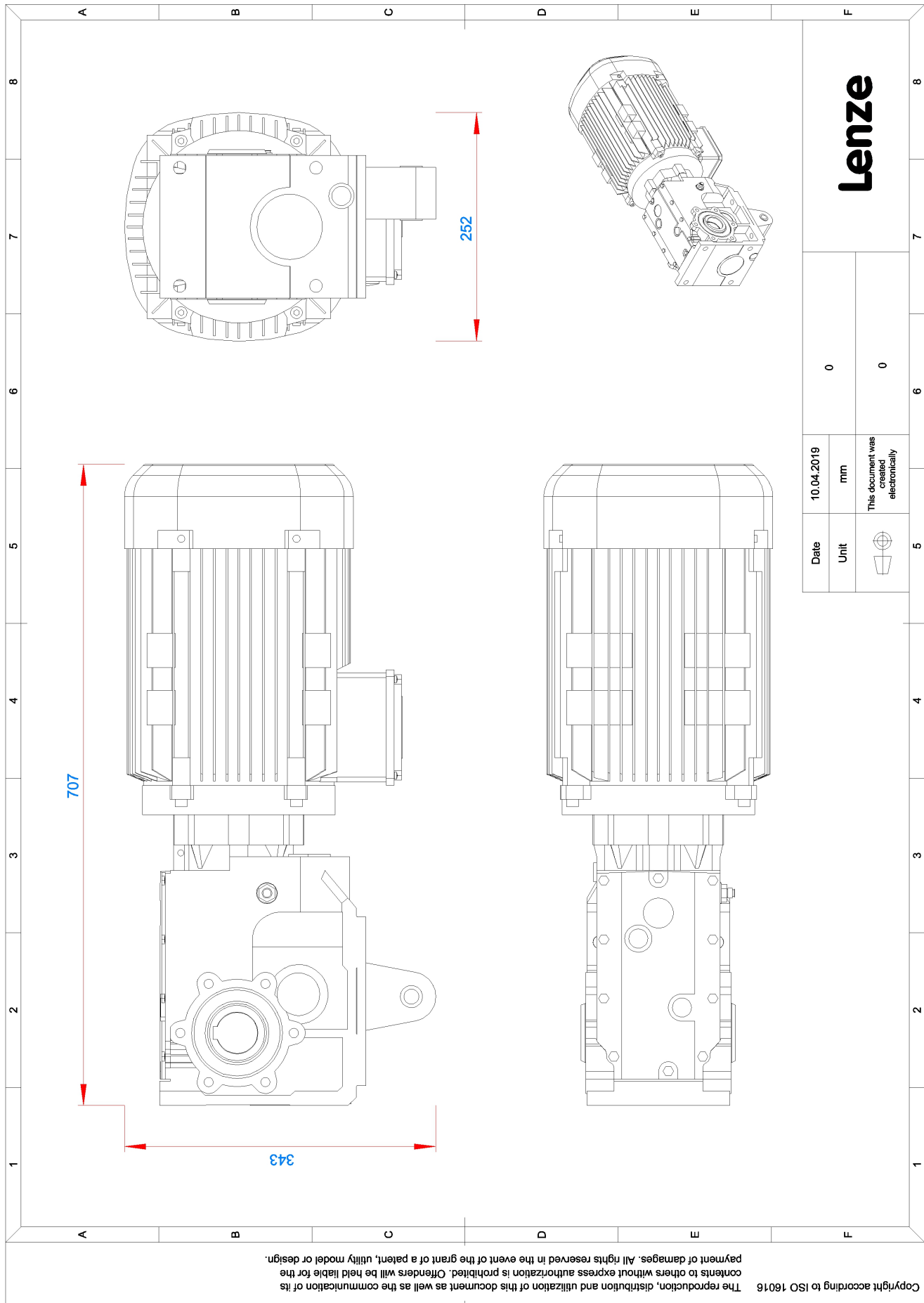
Note: The model shown is a simplified representation. Minor deviations may occur.

3D.stp
data.csv
data.xls

3D Handling Commands**Technical product information****g500 bevel gearbox**

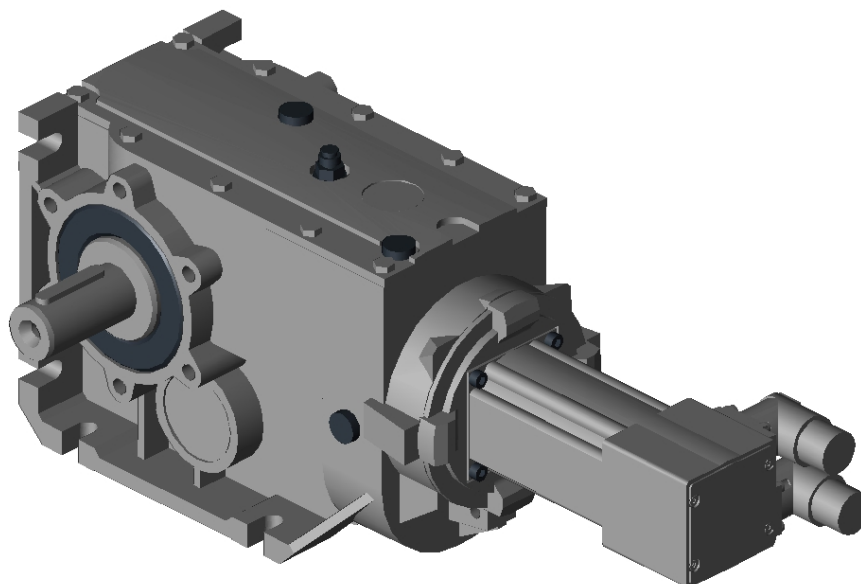
Gearbox series	g500 bevel geared motor
Gearbox	g500-B600
Motor	m240-P132/M4
Rated power	5.5 kW
Rated frequency	50 Hz
Ratio	25.347
Output speed	57.8 r/min
Output torque	863 Nm
Load capacity	0.7
Motor mounting to gearbox	Direct mounting (integr. mot.)
Mounting position	F
Enclosure	IP55
Surface/corrosion protection	OKS-M (Medium; C2)
Colour	RAL 7012 = Basalt grey
Nameplate 1st / 2nd	Aluminium / Without
Gearbox code	G50BB160MHR3C00

Output shaft	H - hollow shaft 45 mm
Shaft type	Standard (steel)
Output shaft seal	Standard (NBR)
Shaft cover	No
Mounting set for hollow shaft	No
Design	B-with foot without centring
Output flange	R - without flange
Torque support	at housing foot
Torque plate	In position 4
Mounting of the torque plate	in position A
Torque plate angle	not available
Breather element	mounted
Lubricant	CLP HC 320
Lubricant charge	2.5 l
Fitting grease	Not enclosed
Motor code	M24AP132M045E00CT
Efficiency class	IE3
Rated speed	1,465 r/min
Rated torque	36.2 Nm
Rated voltage	400 V
Rated current	11.1 A
Power factor	0.79
Drive shaft bearing	Standard
Connection type	Terminal box
Terminal box	In position 4
Cable entry	not reported
Motor protection	TKO (Thermal contact, NC)
Cooling	Integral fan
Brake version	Without brake



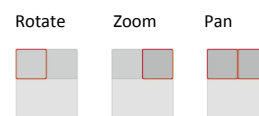
The dimension sheet in original size can be found here:

Maßzeichnung.pdf

g500 bevel geared motor**G50BB-MCS**

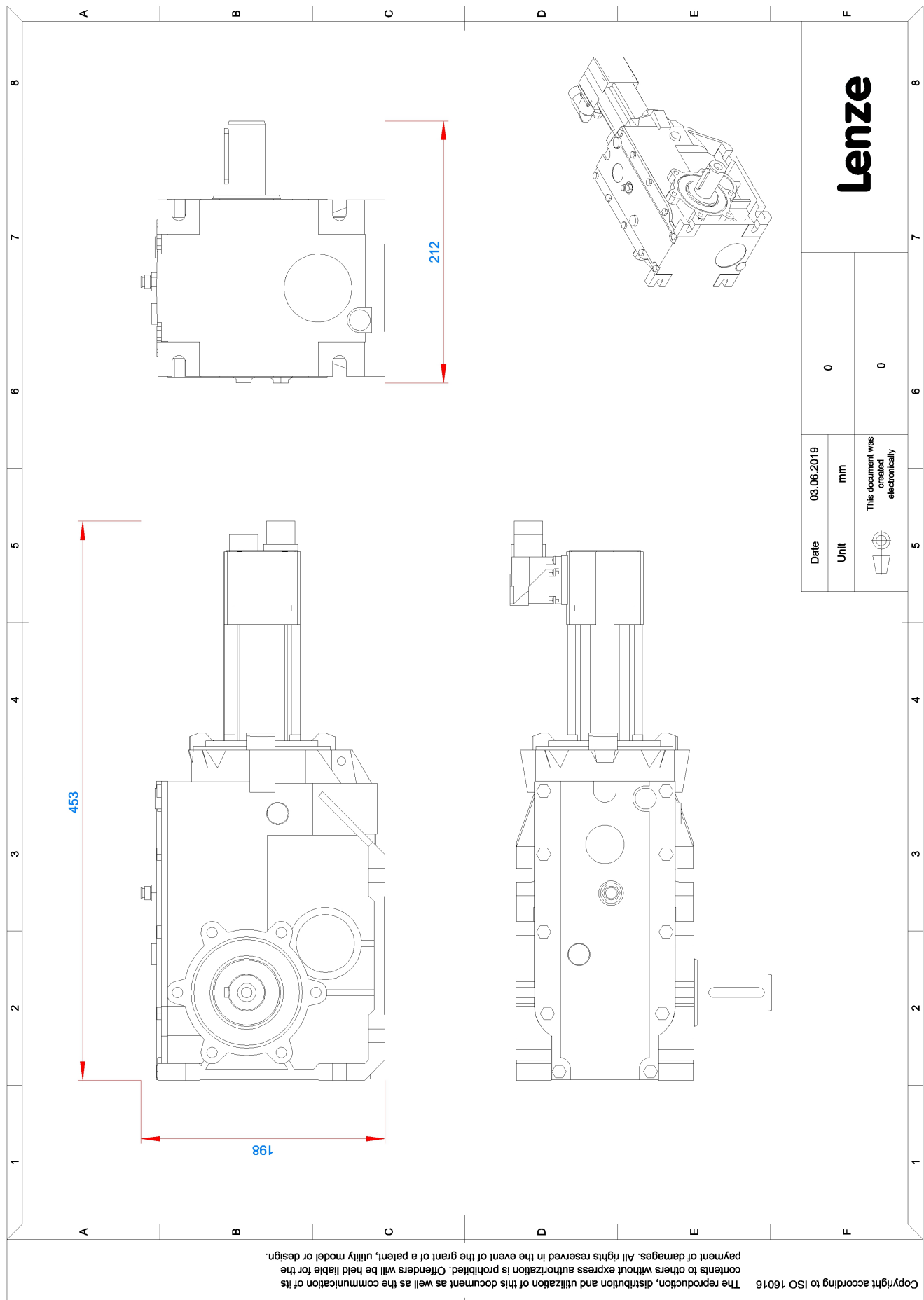
Note: The model shown is a simplified representation. Minor deviations may occur.

3D.stp
data.csv
data.xls

3D Handling Commands**Technical product information****g500 bevel geared motor**

Gearbox series	g500 bevel geared motor
Gearbox	g500-B450
Motor	MCS 06F41-
Rated power	0.51 kW
Rated frequency	270 Hz
Ratio	89.534
Output speed	45.2 r/min
Output torque	102 Nm
Load capacity	3.6
Motor mounting to gearbox	Direct mounting (integr. mot.)
Mounting position	A
Enclosure	IP54
Surface/corrosion protection	OKS-G (primed)
Colour	Primed
Nameplate 1st / 2nd	Aluminium / Without
Gearbox code	G50BB145MVB3C00

Output shaft	V - solid sh. 30x60 mm pos. 5
Shaft type	Standard (steel)
Output shaft seal	Standard (NBR)
Shaft cover	No
Mounting set for hollow shaft	No
Design	B-with foot without centring
Output flange	R - without flange
Torque support	Without
Torque plate	Position not specified
Torque plate angle	not available
Lubricant	CLP HC 220
Gearbox lubricant quantity	0.8 l
Breather element	mounted
Fitting grease	Not enclosed
Motor code	MCS06F41-RS0B0
Rated speed	4,050 r/min
Rated torque	1.2 Nm
Rated voltage	320 V
Rated current	1.5 A
Power factor	0.83
Connection type	ICN M23 connector, 6-pole
Electr. connection - power	In position 3
Motor protection	PT1000
Cooling	Self-ventilated
Brake version	Without brake
Feedback	Resolver RS0
Electr. connection - feedback	M23 12pole connector 0° coded
Feedback connection	In position 3
Approval - USA/Canada	cURus
Motor code C86	1312
Nameplate 1st / 2nd	Adhesive label / without



HD24B017-0500CNO1EES



CAD [View 3D Model](#)

 [Download Full Catalog](#)

Actuator, Electrak HD, 24 Vdc, 1700 N, 500 mm, CAN bus J1939 + open loop speed control, Cable length 17m, 500 mm/s Travel Rate @ Full Load

Electrak® HD – Superior Performance Linear Actuator Higher Power, Longer Stroke, On-board Controls. Available with optional Unrivaled Environmental Protection. IP69K (static), IP67 (static) and IP66 (dynamic) ratings prove Electrak HD can withstand Salt spray tested for 200 hours.

RoHS and REACH (EU) certified. CE compliant.

Integrated manual override.

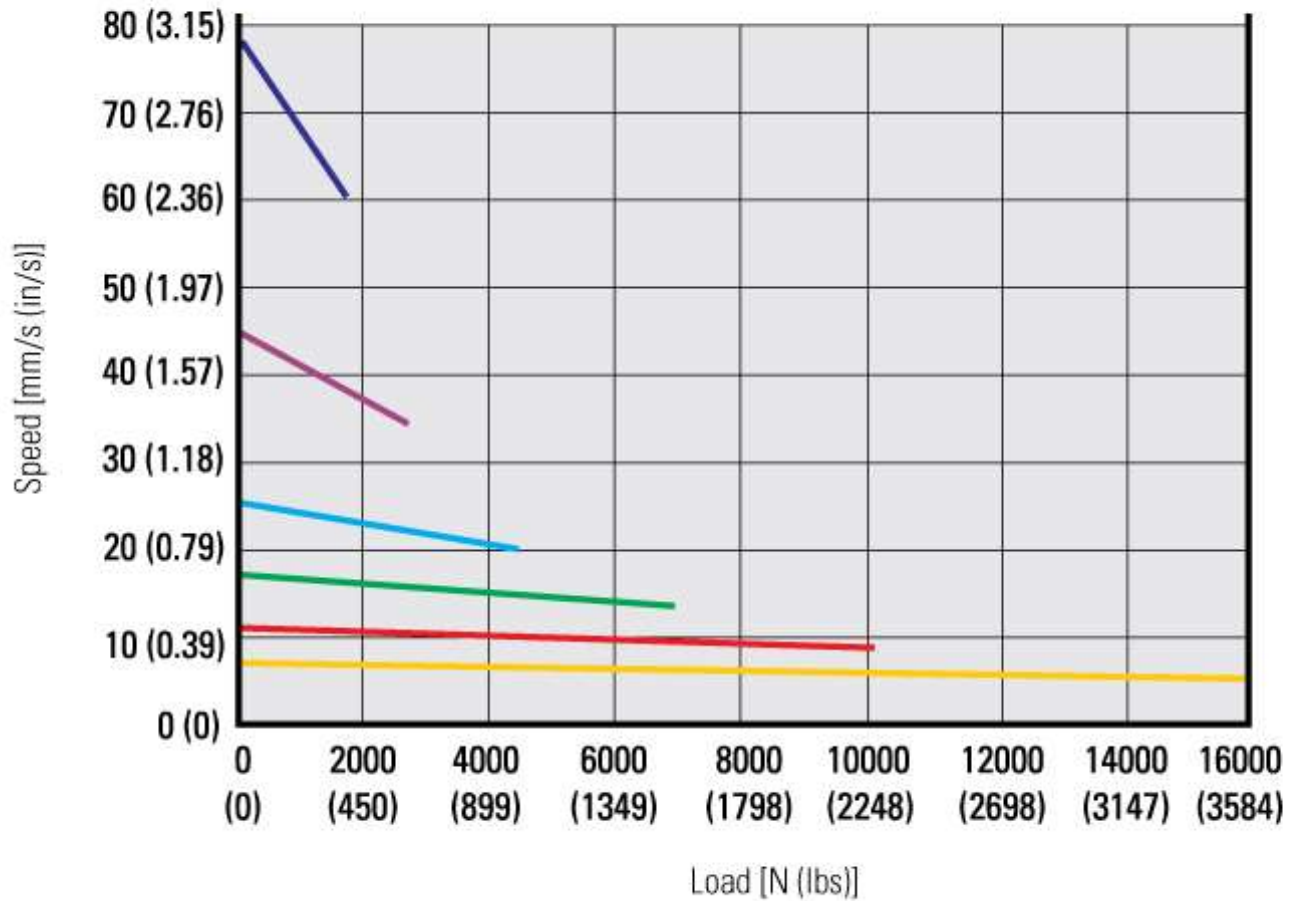
Standard anti-rotation actuation.

Integrated thermal overload protection.

25% Duty Cycle @ 25 degrees C

Specifications	
Adapter Position	
Anti-rotation	
Brake	
Cable length	
Certification	
Connection	
End Play, Max	
IP Rating	
Manual Override	
Material	
Motor Control	
Nominal Stroke	
Protection, End-of-stroke	
Protection, Overload	
Screw Type	
Temperature Max	
Temperature Min	
Temperature monitoring	
Voltage	
Voltage Tolerance	
Weight	

Load vs. Speed ⁽¹⁾



¹ Curves valid for all units except those with the synchronization option, where the speed at any load is 25% lower than for those without.

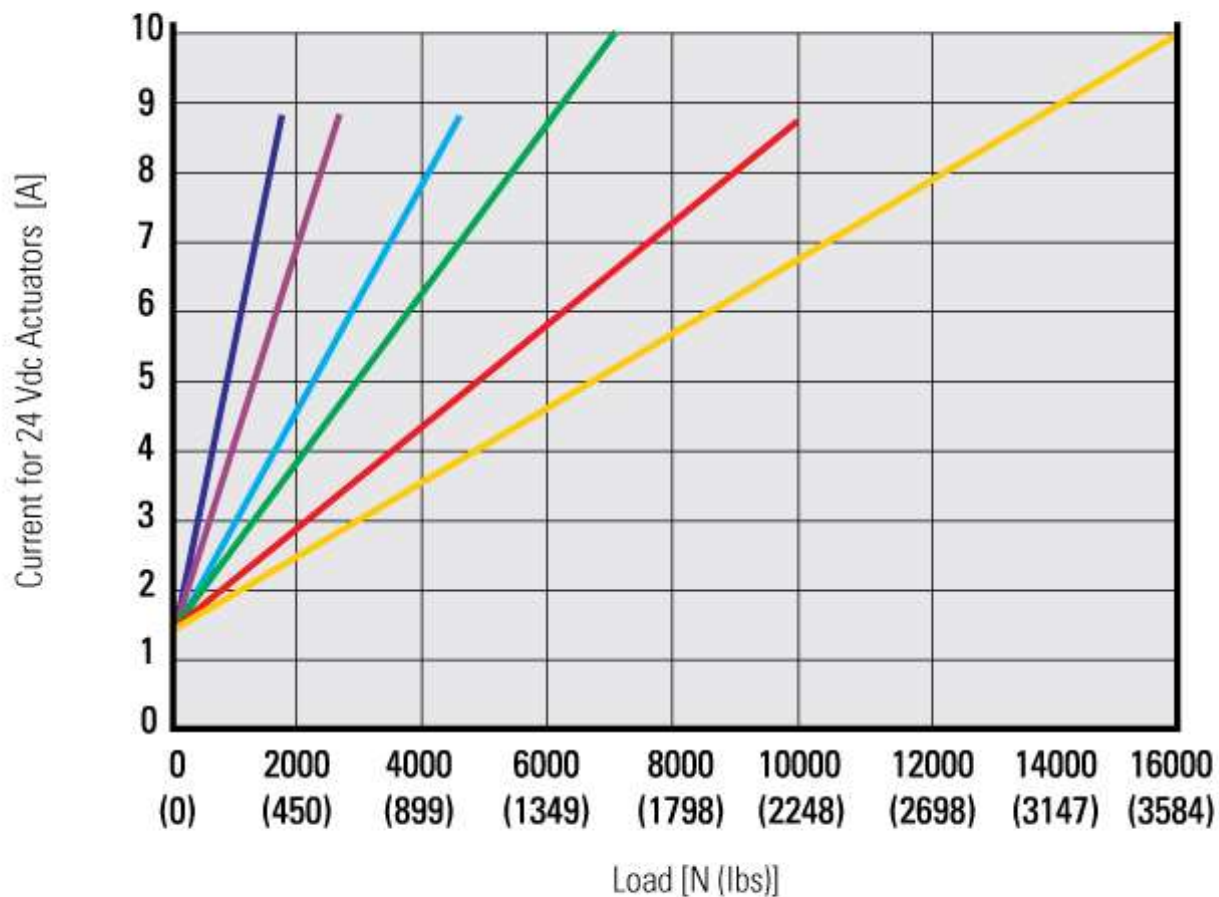
Legend

1.7 kN (382 lbs) ■
2.6 kN (585 lbs) ■

4.5 kN (1012 lbs) ■
6.8 kN (1529 lbs) ■

10 kN (2248 lbs) ■
16 kN (3584 lbs) ■

Load vs. Current



Legend

1.7 kN (382 lbs)	4.5 kN (1012 lbs)	10 kN (2248 lbs)
2.6 kN (585 lbs)	6.8 kN (1529 lbs)	16 kN (3584 lbs)

Note! Curves were generated at an ambient temperature of 21°C (70°F).
Different ambient temperature and individual actuator characteristics can produce slightly different values.

Performance	
Current Draw @ no load/max. Load	
Duty Cyle	
Load, Dynamic	
Load, Static, Max	
Restraining Torque	
Salt Spray Resistance	
Travel Rate @ Full Load	
Travel Rate @ No Load	

1	2	3	4	5	6	7	8
HD12	B026-	0300	LXX	2	M	M	S
<p>1. Model and input voltage HD12 = Electrak HD, 12 Vdc HD24 = Electrak HD, 24 Vdc</p> <p>2. Screw type, dynamic load capacity B017- = ball screw, 1.7 kN (382 lbs) B026- = ball screw, 2.6 kN (585 lbs) B045- = ball screw, 4.5 kN (1012 lbs) B068- = ball screw, 6.8 kN (1529 lbs) B100- = ball screw, 10 kN (2248 lbs) B160- = ball screw, 16 kN (3584 lbs)</p> <p>3. Ordering stroke length^{(1) (2)} 0100 = 100 mm 0150 = 150 mm 0200 = 200 mm 0250 = 250 mm 0300 = 300 mm 0350 = 350 mm 0400 = 400 mm 0450 = 450 mm 0500 = 500 mm 0550 = 550 mm 0600 = 600 mm 0650 = 650 mm 0700 = 700 mm 0750 = 750 mm 0800 = 800 mm 0850 = 850 mm 0900 = 900 mm 0950 = 950 mm 1000 = 1000 mm</p>				<p>4. Electrak Modular Control System options EXX = Electronic Monitoring Package only ELX = EXX + end-of-stroke indication output EXP = EXX + analog (potentiometer) position output EXD = EXX + digital position output ELP = ELX + analog (potentiometer) position output ELD = ELX + digital position output LXX = EXX + low-level signal motor switching LLX = EXX + LXX + end-of-stroke indication output LXP = EXX + LXX + analog (potentiometer) position output CNO = J1939 CAN bus + open-loop speed control SYN = LXX + Synchronization option</p> <p>5. Harness option 1 = 0.3 m long cables with flying leads 2 = 1.5 m long cables with flying leads 3 = 5.0 m long cables with flying leads</p> <p>6. Rear adapter option M = cross hole for 12 mm pin E = cross hole for ½ inch pin N = forked cross hole for 12 mm pin F = forked cross hole for ½ inch pin</p> <p>7. Front adapter option M = cross hole for 12 mm pin E = cross hole for ½ inch pin N = forked cross hole for 12 mm pin F = forked cross hole for ½ inch pin P = metric female thread G = inch female thread</p> <p>8. Adapter orientation S = standard M = 90 ° turned</p> <p>(1) Other stroke lengths available upon request. Please contact customer support. (2) 500 mm max. for 16 kN</p>			



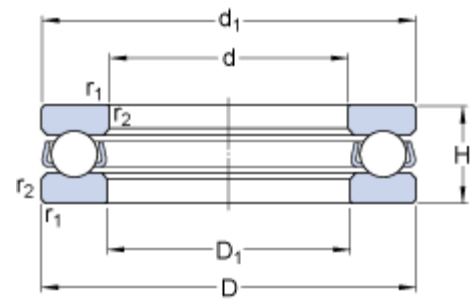
United Kingdom
Office 9, The Barns
Caddsdawn Business Park
Bideford
Devon, EX39 3BT
Phone: +44 (0) 1271 334 500
E-mail: sales.uk@thomsonlinear.com



51214

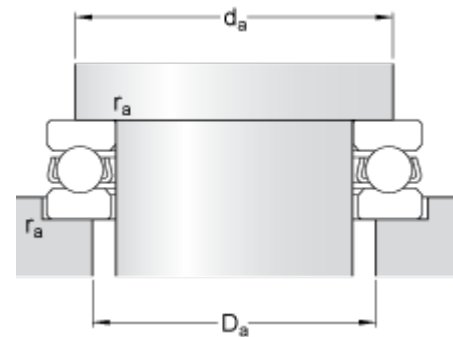
Producto popular

Dimensiones



d	70	mm
D	105	mm
H	27	mm
d ₁	≈ 105	mm
D ₁	≈ 72	mm
r _{1,2}	min. 1	mm

Dimensiones de los resaltes



d _a	min. 91	mm
D _a	max. 84	mm
r _a	max. 1	mm

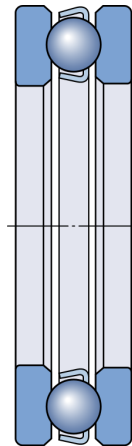
Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	62.4	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	160	kN
Carga límite de fatiga	P _u	5.85	kN
Velocidad de referencia		2600	r/min
Velocidad límite		3600	r/min
Factor de carga mínima	A	0.16	

Masa

Rodamiento de masa (incluida la arandela de asiento, cuando corresponde)	0.79	kg
--	------	----

Màquina d'alimentar vaques

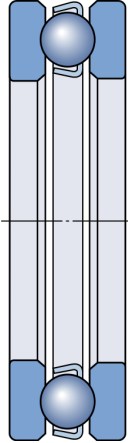


SKF 51214

TFG

May 13, 2019

1. Abstract

	Bearing designation	51214	
	Bearing type	Thrust ball bearing	
	Basic rating life (L_{10h})	$> 10^6$	<i>h</i>
	SKF rating life (L_{10mh})	$> 10^6$	<i>h</i>
	Static safety factor (S_0)	80	
	Relubrication interval (t_f)	28300	<i>h</i>
	Total frictional moment	77.5	<i>Nmm</i>
	Power loss	0	<i>W</i>
	Minimum load met	yes	
	Minimum axial load	0.0	<i>kN</i>
	Adjusted reference speed	2600	<i>r/min</i>

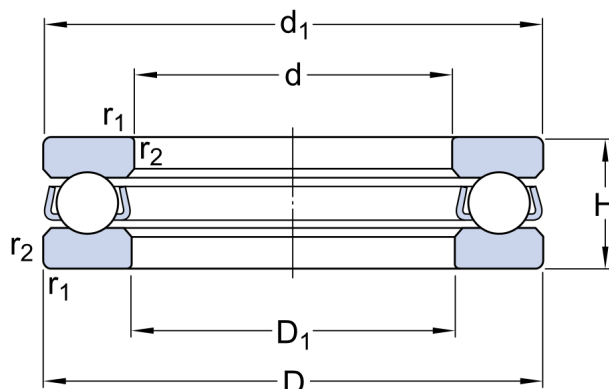
Warnings:

! For viscosity ratio $k < 0.4$ a lubricant with EP additives should be considered

! Results are based on default operating conditions. Please, review and adjust operating conditions where needed

2. Input

2.1. Bearing data



Bearing designation	51214	
Bearing type	Thrust ball bearing	
Bearing execution	Standard	
Popular item	Yes	
Bore diameter (d)	70	mm
Outer diameter (D)	105	mm
Bearing width (B)	27	mm
Basic dynamic load rating (C)	62.4	kN
Basic static load rating (C ₀)	160	kN
Fatigue load limit (P _u)	5.85	kN
Reference speed	2600	r/min
Limiting speed	3600	r/min

2.2. Loads & speed

Axial load (F _a)	2.0	<i>kN</i>
Rotational speed	57.8	<i>r/min</i>
Rotating ring	inner ring rotation	
Shaft orientation	Horizontal	

2.3. Lubrication

Lubrication type	Grease	
Viscosity method	SKF grease	
Lubricant name	LGMT 2: all purpose industrial and automotive	
Viscosity at 40°C	110	mm ² /s
Viscosity at 100°C	11	mm ² /s
Contamination method	Detailed guidelines	
Contamination level	Normal cleanliness	
Lubricant with effective EP additives	No	

2.4. Temperatures

Shaft / inner ring	70	°C
Outer ring / housing	65	°C

- Maximum temperature is used for calculating the actual viscosity, κ , aSKF and SKF rating life.
- Mean temperature is used for calculating bearing friction and power loss.

3. Results

3.1. Bearing loads

Equivalent dynamic bearing load (P)	2.0	<i>kN</i>
Load ratio (C/P)	31.2	

3.2. Static safety factor

Equivalent static load (P_0)	2	<i>kN</i>
Static safety factor (S_0)	80	

3.3. Bearing minimum load

Minimum axial load	0.0	<i>kN</i>
Minimum load met	yes	

3.4. Bearing speed

Adjustment factor for bearing load P (f_p)	1.0	
Adjustment factor for viscosity (f_v)	1.0	
Adjusted reference speed	2600	<i>r/min</i>

3.5. Lubrication conditions

Actual viscosity (ν)	28.0	<i>mm²/s</i>
Rated viscosity (ν_1)	149	<i>mm²/s</i>
Viscosity ratio (κ)	0.18	

3.6. Grease life and relubrication interval

Relubrication interval (t_f)	28300	<i>h</i>
Grease quantity side	14	<i>g</i>
Grease quantity ring	6	<i>g</i>
Speed factor (nd_m)	5057.5	

3.7. Bearing rating life

Contamination factor (η_c)	0.12	
Life modification factor (a_{SKF})	0.15	
Basic rating life (L_{10h})	$> 10^6$	<i>h</i>
SKF rating life (L_{10mh})	$> 10^6$	<i>h</i>

Warnings:

! For viscosity ratio $k < 0.4$ a lubricant with EP additives should be considered

3.8. Bearing friction & power loss

Total frictional moment	77.5	<i>Nmm</i>
Starting frictional moment	75.6	<i>Nmm</i>
Rolling friction	19.8	<i>Nmm</i>
Sliding friction	57.7	<i>Nmm</i>
Seal friction	0	<i>Nmm</i>
Drag loss friction	0	<i>Nmm</i>
Power loss	0	<i>W</i>

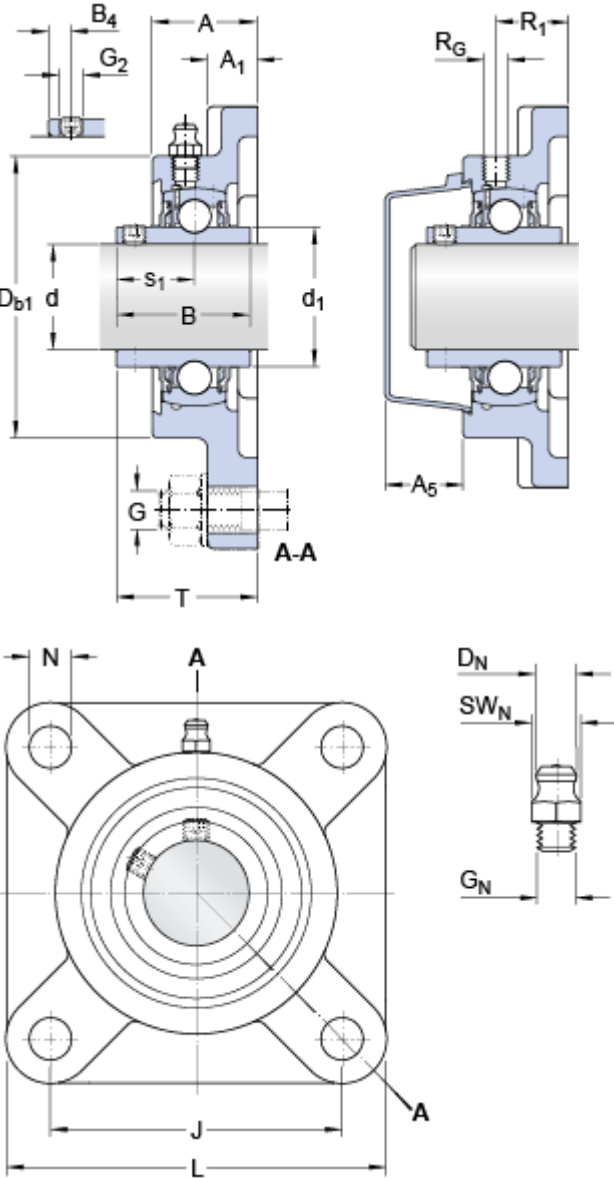
3.9. Bearing frequencies

Rotational frequency of inner ring	0.96	<i>Hz</i>
Rotational frequency of outer ring	0	<i>Hz</i>
Rotational frequency of rolling element set and cage	0.48	<i>Hz</i>
Rotational frequency of rolling element around its own axis	3.31	<i>Hz</i>
Over-rolling frequency of one point on inner ring	7.7	<i>Hz</i>
Over-rolling frequency of one point on outer ring	7.7	<i>Hz</i>
Over-rolling frequency of one point on a rolling element	6.63	<i>Hz</i>

UCF 213

Compliance with standard	JIS
Material del soporte	Cast iron
Sealing solution	Standard seals with additional flingers

Dimensiones



d	65	mm
d ₁	≈ 82.1	mm
A	50	mm
A ₁	22	mm
A ₅	39	mm
B	65.1	mm
B ₄	12	mm
D _{b1}	155	mm
J	149	mm
L	187	mm
N	19	mm
s ₁	39.7	mm
T	69.7	mm

Boquilla engrasadora

D _N	6.589	mm
SW _N	11.11	mm
G _N	1/8-27 NPT	

Orificio roscado

R _G	1/8-27 NPT	
R ₁	34.5	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	57.2	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	40	kN
Carga límite de fatiga	P _u	1.7	kN

Velocidad límite	2350	r/min
with shaft tolerance h6		

Masa

Unidad de rodamientos de masa	5.35	kg
-------------------------------	------	----

Información de montaje

Rosca del prisionero	G ₂	M10x1.25	
Tamaño de llave hexagonal para prisionero	N	5.08	mm
Par de apriete recomendado para el prisionero		16.5	N·m
Diámetro recomendado para los tornillos de fijación, mm	G	16	mm
Diámetro recomendado para los tornillos de fijación, pulgadas	G	0.625	in

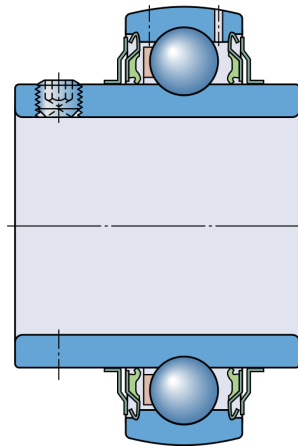
Productos correspondientes

Soporte	F 213
Rodamiento	UC 213

Associated products

End cover	ECY 213
-----------	---------

Màquina d'alimentar vaques

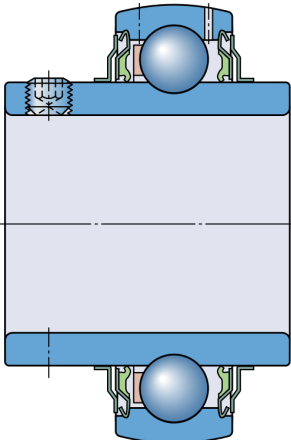


UCF 213

TFG

May 13, 2019

1. Abstract

	Bearing designation	YAR 213-2F	
	Bearing type	Insert bearing (Y-bearing)	
	Basic rating life (L_{10h})	437000	<i>h</i>
	SKF rating life (L_{10mh})	124000	<i>h</i>
	Static safety factor (S_0)	11.2	
	Relubrication interval (t_f)	21600	<i>h</i>
	Minimum load met	yes	
	Minimum radial load	0.57	<i>kN</i>

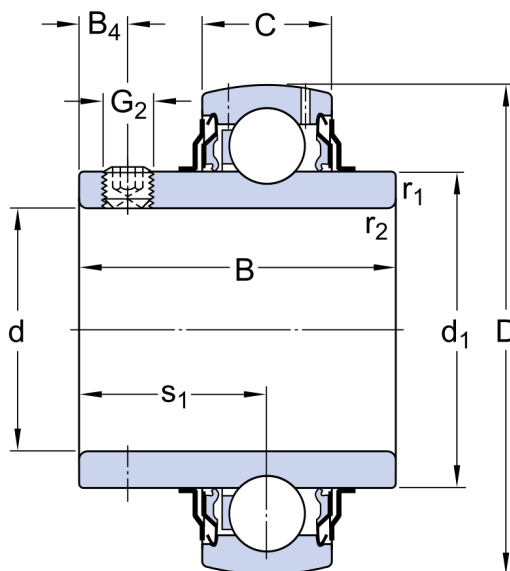
Warnings:

! For viscosity ratio $k < 0.4$ a lubricant with EP additives should be considered

! Results are based on default operating conditions. Please, review and adjust operating conditions where needed

2. Input

2.1. Bearing data



Bearing designation	YAR 213-2F	
Bearing type	Insert bearing (Y-bearing)	
Bearing execution	Standard	
Popular item	Yes	
Bore diameter (d)	65	mm
Outer diameter (D)	120	mm
Bearing width (B)	68.3	mm
Basic dynamic load rating (C)	57.2	kN
Basic static load rating (C ₀)	40	kN
Fatigue load limit (P _u)	1.7	kN
Limiting speed	3000	r/min

2.2. Loads & speed

Radial load (F_r)	4.3	kN
Axial load (F_a)	2.0	kN
Rotational speed	57.8	r/min
Rotating ring	inner ring rotation	
Shaft orientation	Horizontal	

2.3. Lubrication

Lubricant name	VT307	
Viscosity at 40°C	190	mm ² /s
Viscosity at 100°C	15	mm ² /s
Contamination method	Detailed guidelines	
Contamination level	High cleanliness	
Lubricant with effective EP additives	No	

2.4. Temperatures

Shaft / inner ring	70	°C
Outer ring / housing	65	°C

- Maximum temperature is used for calculating the actual viscosity, κ , aSKF and SKF rating life.
- Mean temperature is used for calculating bearing friction and power loss.

3. Results

3.1. Bearing loads

Equivalent dynamic bearing load (P)	4.98	<i>kN</i>
Load ratio (C/P)	11.49	

3.2. Static safety factor

Equivalent static load (P_0)	3.58	<i>kN</i>
Static safety factor (S_0)	11.2	

3.3. Bearing minimum load

Minimum radial load	0.57	<i>kN</i>
Minimum load met	yes	

3.4. Lubrication conditions

Actual viscosity (ν)	41.8	<i>mm²/s</i>
Rated viscosity (ν_1)	144	<i>mm²/s</i>
Viscosity ratio (κ)	0.28	

3.5. Grease life and relubrication interval

Relubrication interval (t_f)	21600	<i>h</i>
Grease quantity side	41	<i>g</i>
Grease quantity ring	16	<i>g</i>
Speed factor (nd_m)	5346.5	

3.6. Bearing rating life

Contamination factor (η_c)	0.38	
Life modification factor (a_{SKF})	0.28	
Basic rating life (L_{10h})	437000	<i>h</i>
SKF rating life (L_{10mh})	124000	<i>h</i>

Warnings:

! For viscosity ratio $k < 0.4$ a lubricant with EP additives should be considered

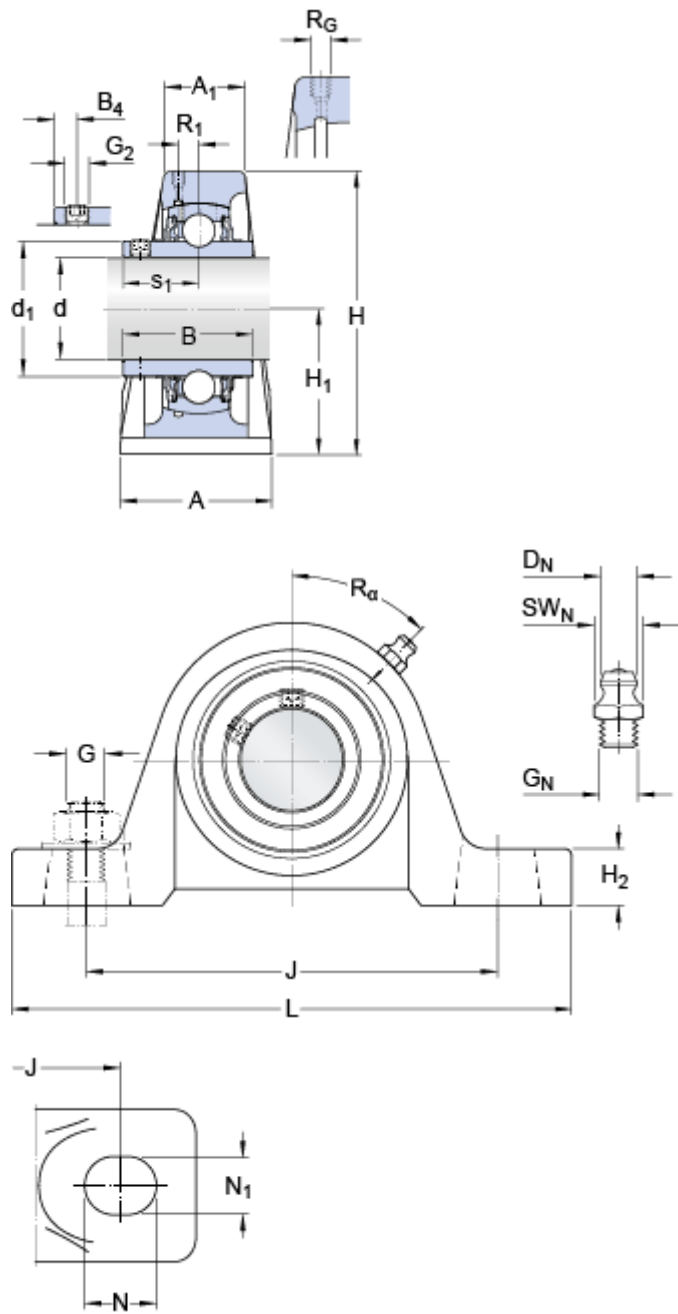
3.7. Bearing frequencies

Rotational frequency of inner ring	0.96	<i>Hz</i>
Rotational frequency of outer ring	0	<i>Hz</i>
Rotational frequency of rolling element set and cage	0.39	<i>Hz</i>
Rotational frequency of rolling element around its own axis	2.58	<i>Hz</i>
Over-rolling frequency of one point on inner ring	5.68	<i>Hz</i>
Over-rolling frequency of one point on outer ring	3.94	<i>Hz</i>
Over-rolling frequency of one point on a rolling element	5.17	<i>Hz</i>

UCP 212

Compliance with standard	JIS
Material	Cast iron
Sealing solution	Standard seals with additional flingers

Dimensiones



d	60	mm
A	62	mm
A ₁	37	mm
B	65.1	mm
H	141.5	mm
H ₁	69.8	mm
H ₂	22	mm
J	184	mm
J	max. 189	mm
J	min. 179	mm
L	239.5	mm
N	25	mm
N ₁	20	mm
s ₁	39.7	mm

Orificio roscado

R _G	1/8-27 NPT	
R ₁	4	mm
R _α	45	°

Boquilla engrasadora

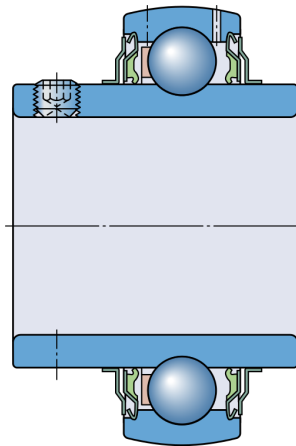
D _N	6.589	mm
SW _N	11.11	mm
G _N	1/8-27 NPT	

Dimensions

d ₁	≈	77	mm
----------------	---	----	----

		B ₄	11	mm
Datos del cálculo				
Capacidad de carga dinámica básica		C	52.7	kN
Capacidad de carga estática básica		C ₀	36	kN
Carga límite de fatiga		P _u	1.53	kN
Velocidad límite			2700	r/min
with shaft tolerance h6				
Masa				
Unidad de masa			4.65	kg
Mounting information				
Rosca del prisionero		G ₂	M10x1.25	
Información de montaje				
Tamaño de llave hexagonal para prisionero			N	5.08 mm
Par de apriete recomendado para el prisionero				16.5 N·m
Diámetro recomendado para los tornillos de fijación, mm			G	16 mm
Diámetro recomendado para los tornillos de fijación, pulgadas			G	0.625 in
Productos correspondientes				
Soporte			P 212	
Rodamiento			UC 212	

Màquina d'alimentar vaques

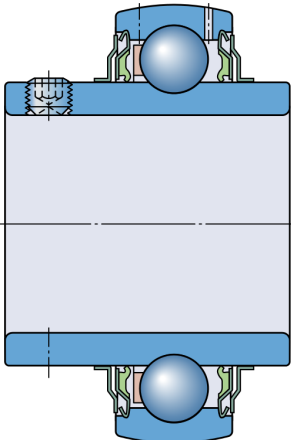


UCP 212

TFG

May 13, 2019

1. Abstract

	Bearing designation			YAR 212-2F
	Bearing type			Insert bearing (Y-bearing)
	Basic rating life (L_{10h})			$> 10^6$ h
	SKF rating life (L_{10mh})			$> 10^6$ h
	Static safety factor (S_0)			65.5
	Relubrication interval (t_f)			29300 h
	Minimum load met			no
	Minimum radial load			0.52 kN

Errors:

! The minimum load requirement is not met. Other calculations may not be available.

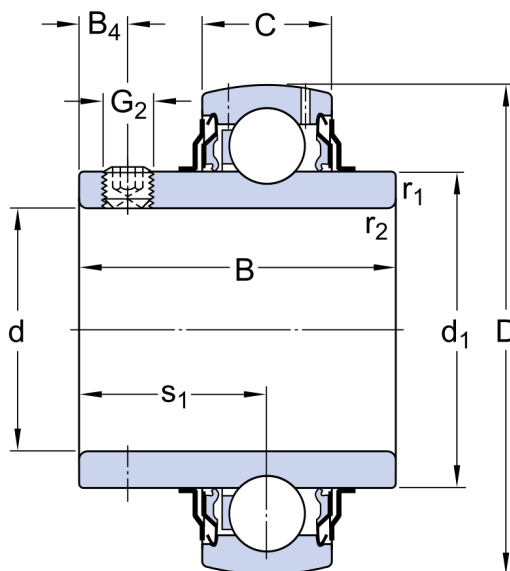
Warnings:

! For viscosity ratio $k < 0.4$ a lubricant with EP additives should be considered

! Results are based on default operating conditions. Please, review and adjust operating conditions where needed

2. Input

2.1. Bearing data



Bearing designation	YAR 212-2F	
Bearing type	Insert bearing (Y-bearing)	
Bearing execution	Standard	
Popular item	Yes	
Bore diameter (d)	60	mm
Outer diameter (D)	110	mm
Bearing width (B)	65.1	mm
Basic dynamic load rating (C)	52.7	kN
Basic static load rating (C ₀)	36	kN
Fatigue load limit (P _u)	1.53	kN
Limiting speed	3400	r/min

2.2. Loads & speed

Radial load (F_r)	0.5	kN
Axial load (F_a)	0.5	kN
Rotational speed	44.8	r/min
Rotating ring	inner ring rotation	
Shaft orientation	Horizontal	

2.3. Lubrication

Lubricant name	VT307	
Viscosity at 40°C	190	mm ² /s
Viscosity at 100°C	15	mm ² /s
Contamination method	Detailed guidelines	
Contamination level	High cleanliness	
Lubricant with effective EP additives	No	

2.4. Temperatures

Shaft / inner ring	70	°C
Outer ring / housing	65	°C

- Maximum temperature is used for calculating the actual viscosity, κ , aSKF and SKF rating life.
- Mean temperature is used for calculating bearing friction and power loss.

3. Results

3.1. Bearing loads

Equivalent dynamic bearing load (P)	1.16	kN
Load ratio (C/P)	45.47	

3.2. Static safety factor

Equivalent static load (P_0)	0.55	kN
Static safety factor (S_0)	65.5	

3.3. Bearing minimum load

Minimum radial load	0.52	kN
Minimum load met	no	

Errors:

! The minimum load requirement is not met. Other calculations may not be available.

3.4. Lubrication conditions

Actual viscosity (ν)	41.8	mm ² /s
Rated viscosity (ν_1)	189	mm ² /s
Viscosity ratio (κ)	0.22	

3.5. Grease life and relubrication interval

Relubrication interval (t_f)	29300	h
Grease quantity side	36	g
Grease quantity ring	14	g
Speed factor (nd_m)	3807.9999999999995	

3.6. Bearing rating life

Contamination factor (η_c)	0.3	
Life modification factor (a_{SKF})	0.26	
Basic rating life (L_{10h})	$> 10^6$	<i>h</i>
SKF rating life (L_{10mh})	$> 10^6$	<i>h</i>

Warnings:

! For viscosity ratio $k < 0.4$ a lubricant with EP additives should be considered

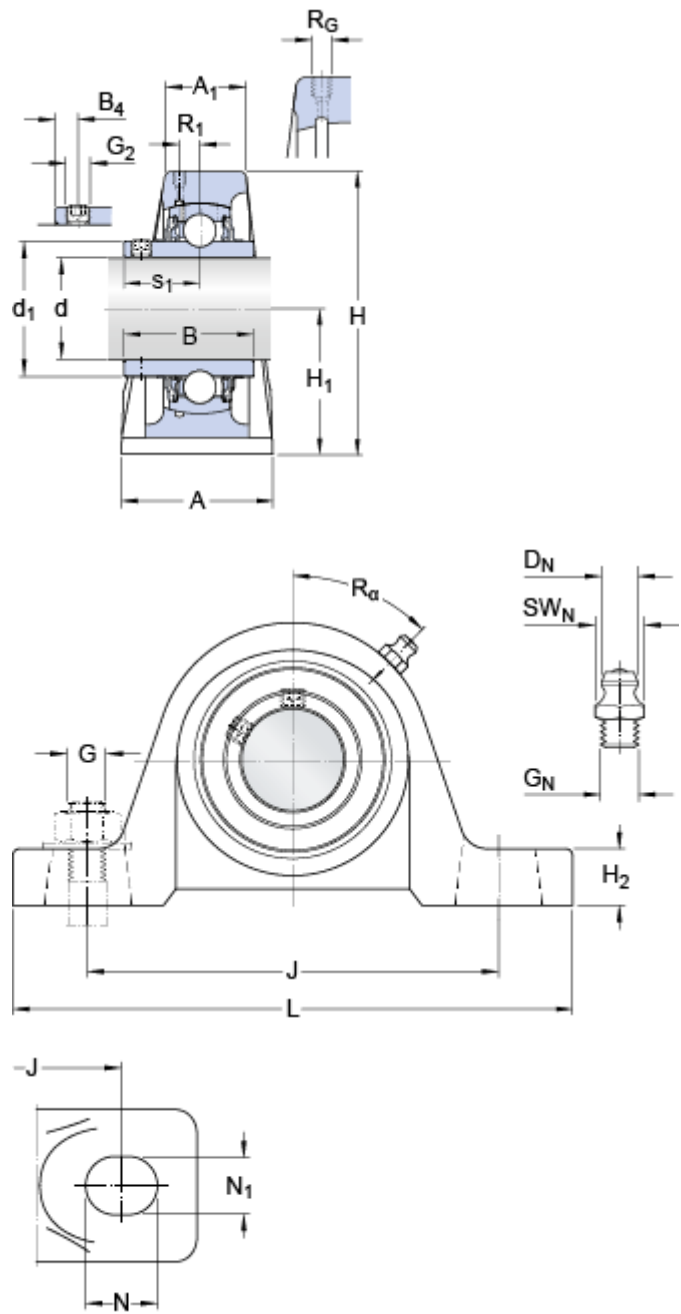
3.7. Bearing frequencies

Rotational frequency of inner ring	0.74	<i>Hz</i>
Rotational frequency of outer ring	0	<i>Hz</i>
Rotational frequency of rolling element set and cage	0.3	<i>Hz</i>
Rotational frequency of rolling element around its own axis	1.92	<i>Hz</i>
Over-rolling frequency of one point on inner ring	4.43	<i>Hz</i>
Over-rolling frequency of one point on outer ring	3.03	<i>Hz</i>
Over-rolling frequency of one point on a rolling element	3.85	<i>Hz</i>

UCP 308

Compliance with standard	JIS
Material	Cast iron
Sealing solution	Standard seals with additional flingers

Dimensiones



d	40	mm
A	57	mm
A ₁	38	mm
B	52	mm
H	119.5	mm
H ₁	60	mm
H ₂	25	mm
J	170.5	mm
J	max. 180	mm
J	min. 161	mm
L	221	mm
N	26.5	mm
N ₁	17	mm
s ₁	33	mm

Orificio roscado

R _G	1/4-28 UNF	
R ₁	5.5	mm
R _α	45	°

Boquilla engrasadora

D _N	6.6	mm
SW _N	7.94	mm
G _N	1/4-28 UNF	

Dimensions

d ₁	≈	56.5	mm
----------------	---	------	----

	B ₄	10	mm
Datos del cálculo			
Capacidad de carga dinámica básica	C	41	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	24	kN
Carga límite de fatiga	P _u	1.02	kN
Velocidad límite		4200	r/min
with shaft tolerance h6			
Masa			
Unidad de masa		3.6	kg
Mounting information			
Rosca del prisionero	G ₂	M10x1.25	
Información de montaje			
Tamaño de llave hexagonal para prisionero		N	5.08 mm
Par de apriete recomendado para el prisionero			16.5 N·m
Diámetro recomendado para los tornillos de fijación, mm		G	14 mm
Diámetro recomendado para los tornillos de fijación, pulgadas		G	0.5625 in
Productos correspondientes			
Soporte		P 308	
Rodamiento		UC 308	

ANNEX 13
RENDERITZATS



Figura 1: Imatge de la màquina en una granja de cares



Figura 2: Imatge de la màquina en una granja d'esquenes



Figura 3: Renderitzat lateral 1



Figura 4: Renderitzat lateral 2



Figura 5: Renderitzat darrera



Figura 6: Renderitzat superior

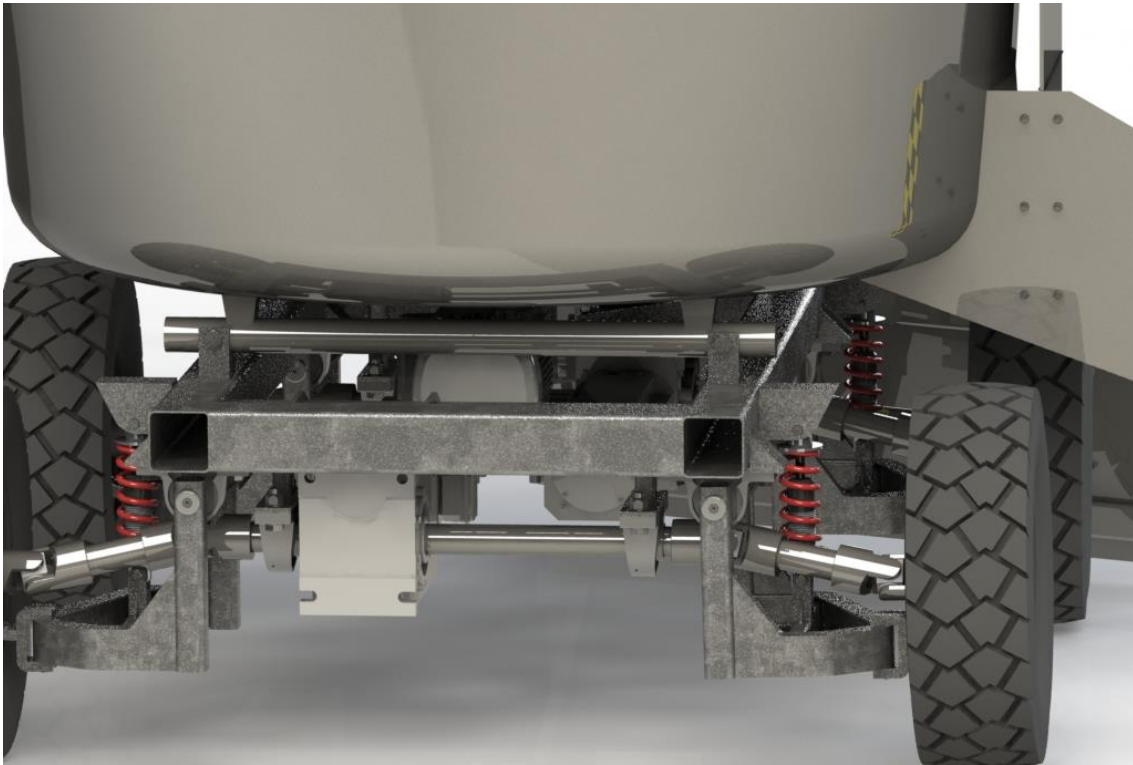


Figura 7: Renderitzat suspensió 1

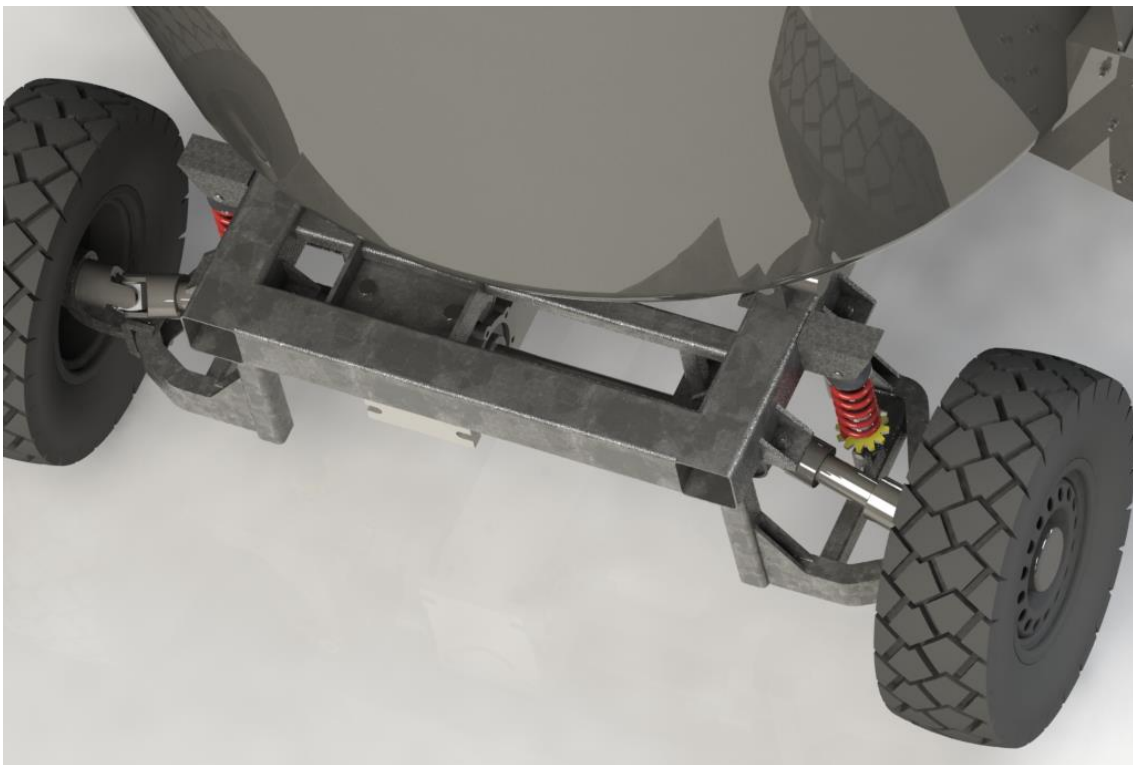


Figura 8: Renderitzat suspensió 2



Figura 9: Renderizat inferior

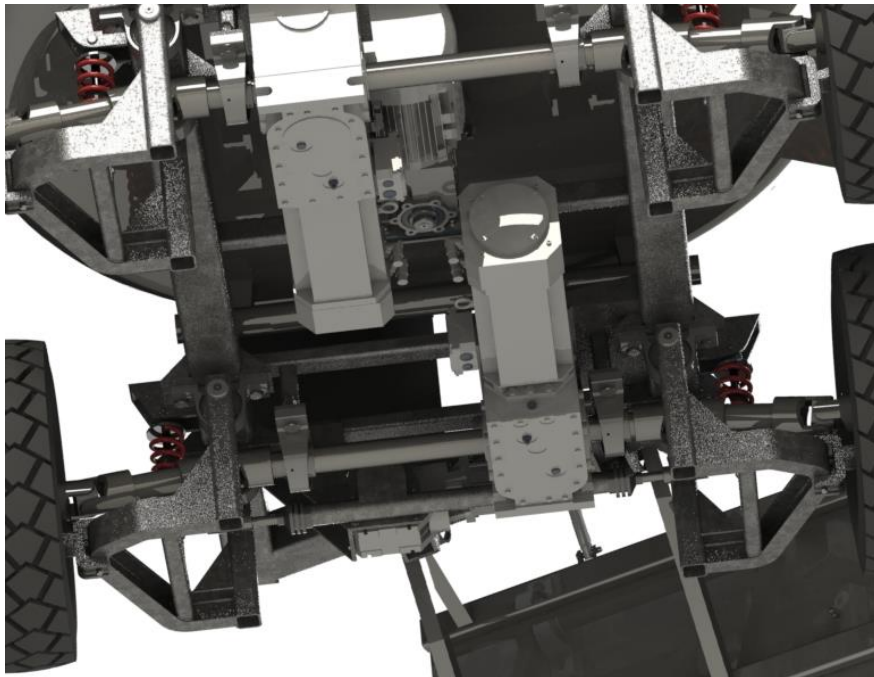


Figura 10: Renderizat muntatge